



Implementação de Modelo Numérico para o Estudo de Geradores de Vapor

FILIFE RODRIGO DE MEDEIROS PIRES TOMÉ
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Dissertação para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, na Área de Especialização de Energia, Refrigeração e Climatização

Orientadores:

Doutora Cláudia Sofia Séneca da Luz Casaca
Doutor Gonçalo Nuno de Oliveira Duarte

Júri:

Presidente: Doutor Pedro Miguel de Abreu e Silva

Vogais:

Doutor Gonçalo Nuno Antunes Gonçalves
Doutora Cláudia Sofia Séneca da Luz Casaca

novembro de 2024

Implementação de Modelo Numérico para o Estudo de Geradores de Vapor

FILIPE RODRIGO DE MEDEIROS PIRES TOMÉ
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Dissertação para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, na Área de Especialização de Energia, Refrigeração e Climatização

Orientadores:

Doutora Cláudia Sofia Séneca da Luz Casaca, ISEL/IPL
Doutor Gonçalo Nuno de Oliveira Duarte, ISEL/IPL

Júri:

Presidente: Doutor Pedro Miguel de Abreu e Silva, ISEL/IPL

Vogais:

Doutor Gonçalo Nuno Antunes Gonçalves, ISEL/IPL
Doutora Cláudia Sofia Séneca da Luz Casaca, ISEL/IPL

Agradecimentos

Em primeiro lugar, gostaria de manifestar a minha mais sincera gratidão aos meus orientadores, Doutora Cláudia Casaca e Doutor Gonçalo Duarte, por todo o apoio, paciência e acompanhamento. Obrigado por me guiarem ao longo deste trabalho e por despertarem o meu espírito crítico, ajudando-me a traçar o melhor caminho para alcançar os objetivos propostos.

Agradeço, também, o apoio técnico-científico fornecido no âmbito do projeto IPL/IDI&CA2023/GEErVap_ISEL.

Aos meus pais, meu irmão e meus amigos, agradeço por estarem sempre ao meu lado, dispostos a ouvir as minhas preocupações e a prontidão de quererem ajudar.

Por fim, agradeço à Santíssima Trindade que tornou possível a conclusão do meu percurso académico por ter sempre me acompanhado, protegido e tranquilizado ao longo desta jornada.

Declaração de integridade

Declaro que esta dissertação é o resultado da minha investigação pessoal e independente. O seu conteúdo é original e todas as fontes listadas nas referências bibliográficas foram consultadas e estão devidamente mencionadas no texto. Mais declaro que todas as referências científicas e técnicas relevantes para o desenvolvimento do trabalho estão devidamente citadas e constam das referências bibliográficas.

O autor

Filipe Rodrigo de Medeiros Lima Corré

Lisboa, 28 de novembro de 2024

Implementação de Modelo Numérico para o Estudo de Geradores de Vapor

Resumo

Perante a crise energética e o agravamento das alterações climáticas, existe uma crescente aposta nas energias renováveis, acompanhada do encerramento de centrais termoelétricas. Esta medida impede a reavaliação dessas centrais para otimizar os equipamentos existentes com outros combustíveis, cumprindo os requisitos ambientais e necessidades elétricas da população, que por vezes não são cobertas pelas energias renováveis, aumentando a dependência energética. O objetivo desta dissertação é simular a operação de geradores de vapor (GV), a partir de um modelo numérico, utilizando a Central de Sines, recentemente encerrada, como caso de estudo. Pretende-se simular a sua produção elétrica com a aplicação de outros combustíveis e verificar as emissões de CO₂, NO_x e $\lambda_{m\acute{a}x}$ para o seu funcionamento.

A validação do modelo foi realizada a partir de dados e resultados da Central Bandar Abbas, onde se verificaram desvios inferiores a 10% para o cálculo do calor nos permutadores, perdas térmicas na chaminé, perfil de temperatura dos gases de combustão e circuito de Água-Vapor. Através do modelo numérico, testou-se três tipos de combustíveis: sólido (carvão e biomassa), líquido (fuelóleo e biocombustível) e gasoso (gás natural). Verificou-se a vantagem do gás natural com a diminuição média das emissões de CO₂ de 27,5% e 41,2% face aos combustíveis líquidos e sólidos, respetivamente, confirmando a atual tendência em Portugal de investir nas centrais de ciclo combinado a gás natural. Sem modificar os equipamentos do GV de Sines, concluiu-se que a biomassa é uma opção viável devido ao seu ciclo de vida na absorção de CO₂, com um funcionamento do GV até $\lambda = 1,273$ e emissões qualitativas de NO_x entre 1098 e 2613 ppm. Alternativamente à biomassa, a hulha mostrou uma redução de 5,8% em CO₂ e 40,1% no NO_x mínimo. A co-combustão entre biomassa e lenhite verificou melhorias nas emissões CO₂, NO_x e $\lambda_{m\acute{a}x}$ em vez da combustão de 100% lenhite. Conclui-se que a diversificação de combustíveis em centrais encerradas é uma oportunidade de continuar o investimento passado que combate a dependência energética com a minimização das emissões poluentes.

Palavras-Chave: Gerador de vapor, combustível, dependência energética, emissões, gases de efeito de estufa.

Implementation of a Numerical Model to Study Steam Generators

Abstract

In the face of the energy crisis and worsening climate change, there is a growing commitment to renewable energies, accompanied by the closure of thermoelectric power stations. This measure does not allow for the re-evaluation of these plants to optimize existing equipment with other fuels, even though they meet the environmental requirements and electrical needs of the population, which are sometimes not covered by renewable energies, increasing energy dependence. The aim of this dissertation is to simulate the operation of steam generators with a numerical model, using the recently closed Sines Power Station as a case study. The aim is to simulate its electrical production with the application of other fuels and to verify the CO₂, NO_x emissions and λ_{max} for its operation.

The model was validated using data and results from the Bandar Abbas power plant, where relative deviations of less than 10% were found for the calculation of heat in the heat exchangers, thermal losses in the chimney, the temperature profile of the flue gases and the water-steam circuit. The numerical model evaluated three types of fuel: solid (coal and biomass), liquid (fuel oil and biofuel) and gaseous (natural gas). The advantage of natural gas was verified, with an average reduction in CO₂ emissions of 27,5% and 41,2% compared to liquid and solid fuels, respectively, confirming the current trend in Portugal to invest in natural gas combined cycle plants. Without modifying the Sines GV equipment, it was concluded that biomass is a viable option due to its life cycle in CO₂ absorption, with GV operation up to $\lambda = 1,273$ and qualitative NO_x emissions between 1098 and 2613 ppm. As an alternative to biomass, hard coal showed a reduction of 5,8% in CO₂ and 40,1% in minimum NO_x. Co-combustion between biomass and lignite saw improvements in CO₂, NO_x and λ_{max} over 100% lignite combustion. It is concluded that fuel diversification in closed thermal power plants is an opportunity to continue past investment that combats energy dependence while minimizing pollutant emissions.

Keywords: Steam generator, fuel, energy dependence, emissions, greenhouse gases.

Lista de Símbolos

Alfabeto romano

\dot{Q}_{in}	Calor global transferido no gerador de vapor [MW]
\dot{m}	Caudal mássico [kg/s]
ΔP	Diferença de pressão [bar]
ΔT	Diferença de temperatura [°C]
E_{CO_2}	Emissões diárias de CO ₂ do gerador de vapor [tonCO ₂ /dia]
\bar{Q}	Energia dos produtos de combustão, sob a forma de calor, em base molar [kJ/kmol]
h	Entalpia específica da água ou vapor [kJ/kg]
\bar{h}	Entalpia específica dos reagentes ou produtos de combustão [kJ/kmol]
s	Entropia específica da água ou vapor [kJ/kg.K]
C_nH_m	Hidrocarboneto gasoso adicional [%]
I_{CO_2}	Indicador de emissão de CO ₂ por cada kg de combustível queimado [kgCO ₂ /kg _{fuel}]
M	Massa molar [kg/kmol]
\dot{Q}_{perdas}	Perdas térmicas pela chaminé [MW]
\dot{W}_u	Potência útil do grupo gerador da central térmica [MW]
P	Pressão do circuito Água-Vapor [bar]
a_{est}	Quantidade molar do ar de combustão estequiométrico [kmol]
AF_{real}	Relação de ar-combustível real [adimensional]
T_{ad}	Temperatura adiabática de chama [°C]
T_{ar}	Temperatura de admissão do ar de combustão [°C]
T_{cinzas}	Temperatura de fusão das cinzas [K]
T_{it}	Temperatura iterada [°C]

Alfabeto grego

λ	Coeficiente de excesso de ar [adimensional]
-----------	---

$\lambda_{m\acute{a}x}$	Coeficiente máximo de excesso de ar [adimensional]
$\Delta\rho$	Diferença de massa específica [kg/m ³]
η_o	Eficiência global da central térmica [%]
η_{TAP}	Eficiência global da turbina de alta pressão [%]
η_{GV}	Eficiência global do gerador de vapor [%]
ρ	Massa específica [kg/m ³]
ϕ	Razão de equivalência [adimensional]
ν	Viscosidade cinemática [mm ² /s]

Lista de Abreviações

APA	Agência Portuguesa do Ambiente
DGEG	Direção Geral de Energia e Geologia
<i>f</i>	Combustível
ECO	Economizador
EDP	Energias De Portugal
EF	Energia final
EP	Energia primária
<i>A</i>	Fluido de trabalho do circuito de Água-Vapor ou central térmica de Bandar Abbas
<i>G</i>	Gases de combustão
GV	Gerador de vapor
HRSG	Gerador de vapor de recuperação
M	Modelo numérico
PV	Painéis de vaporização
PCI	Poder calorífico inferior
PCS	Poder calorífico superior
<i>p</i>	Produto de combustão
<i>r</i>	Reagente
REAQ	Reaquecedor
SOBRE	Sobreaquecedor
TAP	Turbina de Alta Pressão

Índice

Agradecimentos	i
Declaração de integridade.....	iii
Resumo.....	v
Abstract.....	vii
Lista de Símbolos.....	ix
Lista de Abreviações	xi
Índice	xiii
Índice de figuras.....	xv
Índice de tabelas	xvii
1. Introdução	1
1.1. Enquadramento Energético de Portugal	1
1.2. Objetivos.....	6
1.3. Estrutura do Trabalho Final de Mestrado	7
2. Fundamento Teórico.....	9
2.1. Produção de Energia	9
2.2. Gerador de Vapor	13
2.2.1. Circuito Água-Vapor	18
2.2.2. Circuito Ar-Fumos	25
2.3. Combustão	31
2.3.1. Combustível e Parâmetros da Combustão	33
2.3.2. Ferramentas Numéricas.....	37
3. Metodologia.....	39
3.1. Câmara de Combustão.....	43
3.2. Calor dos permutadores do gerador de vapor.....	46
3.3. Perfil de temperatura dos gases de combustão	53

3.4.	Coeficiente de excesso de ar, emissões de CO ₂ e estimativa de NO _x	55
4.	Análise de Resultados	59
4.1.	Validação do Modelo Numérico	59
4.2.	Calor em cada permutador do GV da Central de Sines.....	63
4.3.	Avaliação do tipo de combustível.....	65
4.4.	Implementação de co-combustão no GV	72
5.	Conclusões e Trabalhos Futuros	75
	Referências Bibliográficas	79
	ANEXOS	85

Índice de figuras

Figura 1.1 - Produção de eletricidade, em GWh, através de energia renovável e energia térmica entre 2015 e 2021, adaptado de [2]	4
Figura 1.2 - Produção elétrica, em GWh e %, através de centrais dedicadas por fontes renováveis, térmicas não renováveis e renováveis em 2021, adaptado de [2]	5
Figura 2.1 – Eficiências e potências típicas em centrais térmicas de produção elétrica [6]....	9
Figura 2.2 - Central de ciclo combinado simplificado sem queima adicional e diagrama T-s, adaptado de [7]	11
Figura 2.3 - Gerador de vapor simplificado do tipo aquotubular a) e pirotubular b).....	14
Figura 2.4 - Gerador de vapor de circulação forçada [18].....	15
Figura 2.5 - Gerador de vapor de recuperação horizontal de três estágios [8].....	15
Figura 2.6 - Gerador de vapor de recuperação vertical de dois estágios [8]	16
Figura 2.7 - Gerador de vapor convencional vertical	17
Figura 2.8 – Distribuição do escoamento de água no economizador, adaptado de [15]	19
Figura 2.9 - Estrutura interna do barrilete, adaptado de [21].....	21
Figura 2.10 - Aspectos construtivos típicos de painéis de vaporização, adaptado de [18].....	22
Figura 2.11 - Diagrama simplificado da central convencional de ciclo de Rankine em Sines com o GV vertical, adaptado de [27].....	25
Figura 2.12 - Esquema de um GV com combustão de partículas em suspensão, adaptado de [28].....	26
Figura 2.13 - Esquema de um GV com combustão de partículas em leito fluidizado, adaptado de [28]	27
Figura 2.14 - Esquema de um GV com combustão de partículas em grelha, adaptado de [28]	28
Figura 2.15 - Processo de combustão	31
Figura 2.16 - Evolução da T_{ad} em função do λ numa combustão de octano líquido, adaptado de [7]	33
Figura 2.17 - Ciclo da biomassa	34

Figura 3.1 - Diagrama simplificado da metodologia utilizada para o GV de Sines	40
Figura 3.2 - Diagrama do circuito Ar-Fumos (combustão)	41
Figura 3.3 - Diagrama simplificado do cálculo da temperatura adiabática de chama (<i>T_{ad}</i>) ..	45
Figura 3.4 - Diagrama pormenorizado do circuito Água-Vapor	47
Figura 3.5 - Localização e nomenclatura dos pontos de ambos fluidos ao longo do gerador de vapor	48
Figura 3.6 - Diagrama simplificado para o cálculo de temperatura e entalpia do economizador e valores de calor dos permutadores do GV de Sines	50
Figura 3.7 - Diagrama simplificado do cálculo do perfil de temperatura dos gases de combustão.....	53
Figura 3.8 - Diagrama simplificado do coeficiente de excesso de ar máximo	55
Figura 3.9 - Evolução da concentração de emissões de NO _x em função do coeficiente de excesso de ar típica na queima de gás natural ou fuelóleo, adaptado de [62]	57
Figura 4.1 - Diagrama da validação de (M) a partir da central de (A).....	60
Figura 4.2 - Perfil de temperatura dos gases de combustão para os dois casos e artigo.....	62
Figura 4.3 - Diagrama de Sankey do GV de um grupo da Central de Sines	64
Figura 4.4 - Perfil de temperatura do circuito Água-Vapor e gases de combustão para biomassa (carvalho)	71

Índice de tabelas

Tabela 1.1 – Evolução entre 2015 e 2021 da importação, stock de reserva, energia primária (EP) consumida, eletricidade produzida e energia final (EF) disponível de carvão, em ktep, adaptado de [2]	1
Tabela 1.2 - Evolução entre 2015 e 2021 da importação, energia primária (EP) consumida, eletricidade produzida e energia final (EF) disponível de petróleo e derivados, em ktep, adaptado de [2]	2
Tabela 1.3 - Evolução entre 2015 e 2021 da importação, energia primária (EP) consumida, eletricidade produzida e energia final (EF) disponível de gás natural, em ktep, adaptada de [2]	3
Tabela 2.1 - Caraterísticas gerais das centrais termoelétricas ativas em Portugal Continental	11
Tabela 2.2 - Classificação do GV convencional da ex-central a vapor de Sines	18
Tabela 2.3 - Temperatura de saturação de acordo com as típicas pressões de serviço, adaptado de [26]	23
Tabela 2.4 - Caraterísticas das centrais termoelétricas desativadas na última década	29
Tabela 2.5 - Propriedades de um exemplo de biocombustível líquido, adaptado de [37]	35
Tabela 2.6 – Valores de λ recomendados consoante as técnicas de queima, adaptado de [18]	36
Tabela 2.7 - Coeficientes de excesso de ar ótimos de um gerador de vapor de 660 MW para diferentes tipos de carvão [40]	36
Tabela 2.8 - Análise elementar típica na simulação de GV para biomassa e carvão	37
Tabela 2.9 – Análise imediata típica na simulação de GV para biomassa e carvão	38
Tabela 2.10 - Parâmetros de entrada e saída típicos na simulação de GV ou câmaras de combustão de turbina a gás alimentadas a gás natural	38
Tabela 3.1 - Condições de pressão e temperatura conhecidas do circuito Água-Vapor do GV de Sines	48
Tabela 4.1 – Desvio relativo (DR) e valores de calor calculados em (M) de cada permutador a partir das condições do circuito Água-Vapor de (A) e os valores de calor apresentado em (A) [%]	60

Tabela 4.2 – Desvio relativo (DR) e valores de calor calculados em (M) de cada permutador a partir dos resultados de temperatura dos gases de combustão e λ de (A) e os valores de calor apresentado em (A) [%].....	61
Tabela 4.3 - Diferença de temperatura nos permutadores através das condições de serviço do circuito Água-Vapor do GV de (A) (°C)	63
Tabela 4.4 - Diferença de temperatura nos permutadores a partir dos resultados de temperatura dos gases de combustão e coeficiente de excesso de ar de (A) (°C)	63
Tabela 4.5 – Resultados das propriedades do fluido de trabalho do GV de Sines.....	64
Tabela 4.6 - Emissões de CO ₂ e consumo de combustível diário de diversos combustíveis	65
Tabela 4.7 - Resultados das emissões de CO ₂ e NO _x , coeficiente de excesso de ar máximo, consumos de combustível e temperatura adiabática de chama estequiométrica para os combustíveis sólidos testados	66
Tabela 4.8 - Valores do perfil de temperatura do circuito Água-Vapor e Ar-Fumos para os combustíveis sólidos analisados nas condições $\lambda = 1$	70
Tabela 4.9 - Valores do perfil de temperatura do circuito Água-Vapor e Ar-Fumos para os combustíveis sólidos analisados nas condições $\lambda = \lambda_{m\acute{a}x}$	70
Tabela 4.10 - Resultados das emissões de CO ₂ e NO _x , coeficiente de excesso de ar máximo, consumos de combustível e temperatura adiabática de chama para as diversas misturas de combustíveis	72

1. Introdução

1.1. Enquadramento Energético de Portugal

As conferências climáticas realizadas em 2015 e 2022 invocam um apelo aos países participantes que demonstrem uma ação coletiva de forma a minimizar a dependência dos recursos fósseis e a impor uma limitação da temperatura global até 1,5 °C [1]. Assim, os desenvolvimentos dos processos tecnológicos encontram-se incentivados pelo alinhamento de estratégias para a promoção de novas fontes de energia sempre aliadas ao compromisso da eficiência e sustentabilidade energética. Por isso, o Balanço Energético Nacional (DGEG) entre 2015 e 2021 enquadra-se como uma ferramenta adequada para a interpretação da evolução e resposta da transição energética de Portugal.

As tabelas 1.1 a 1.3 mostram a evolução da importação, energia primária (EP) consumida e eletricidade produzida e energia final (EF) disponível de carvão, petróleo e gás natural em Portugal, respetivamente.

Tabela 1.1 – Evolução entre 2015 e 2021 da importação, stock de reserva, energia primária (EP) consumida, eletricidade produzida e energia final (EF) disponível de carvão, em ktep, adaptado de [2]

Carvão (ktep)	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021
Importações	3319,1	3040,8	3533,0	2779,6	1624,2	11,4	9,0
Varição de stock	- 50,0	64,7	160,8	- 29,3	276,2	- 602,6	- 186,7
EP consumida	3259,0	2847,6	3247,3	2696,0	1248,3	565,7	195,6
EP em eletricidade	3245,8	2832,5	3236,6	2684,5	1237,9	556,1	185,5
EF disponível	13,6	13,7	11,0	10,2	10,7	9,7	9,9

Na tabela 1.1, verifica-se o funcionamento, em carga máxima, das centrais termoelétricas de carvão que suportavam a rede elétrica até 2018 e a diminuição da sua atividade em 2020 e 2021 para cumprir as metas de descarbonização. Como consequência, evidencia-se, em 2020 e 2021, uma variação negativa de stock de hulha e antracite (consumo das reservas energéticas) quase idêntica àquela que foi convertida em eletricidade, dado que seriam os últimos anos de funcionamento destas centrais. Por este modo, a interrupção no investimento

nas centrais a carvão pode comprometer a rede elétrica na satisfação das necessidades elétricas, pois a conversão de carvão em eletricidade até 2018 era, em média, 3000 ktep. Contudo, as importações nacionais de carvão desceram, 99,7%, relativamente a 2015, e prevê-se que o valor registado em 2021 se mantenha em 2022, uma vez que ocorreu o encerramento da última central a carvão em Sines no dia 14 de abril de 2021. Deste modo, a importação de carvão será destinada apenas para o consumo final das indústrias transformadoras nos setores metalúrgico e siderúrgico.

No entanto, a leste de França reabriu a central elétrica a carvão devido à crise energética instalada na Europa no início do ano 2022 [3]. Além disso, este comportamento começa-se a deparar em diversos países do leste de Europa, como a Polónia, Bósnia e Sérvia. Os exemplos destes países provocam a ideia de que o encerramento precoce de centrais térmicas para atingir as metas ambientais acordadas nas conferências climáticas pode não ser a melhor solução de modo a alcançar o equilíbrio entre o cumprimento das necessidades energéticas da população e a diminuição dos gases de efeito de estufa.

Tabela 1.2 - Evolução entre 2015 e 2021 da importação, energia primária (EP) consumida, eletricidade produzida e energia final (EF) disponível de petróleo e derivados, em ktep, adaptado de [2]

Petróleo e derivados (ktep)	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021
Importações	18169,3	17651,3	18140,9	16772,4	16537,2	14760,6	14614,9
EP consumida	9451,6	9160,5	9041,5	8761,3	9453,6	8496,3	8455,8
EP em eletricidade	117,4	184,3	173,6	174,1	184,3	159,4	158,9
EF disponível	7498,4	7422,0	7576,5	7595,1	7690,2	6771,3	7169,2

O petróleo e derivados contabilizam a fonte fóssil com fins energéticos e não energéticos, como os lubrificantes, asfaltos, parafinas, abastecimento de transportes e outros. A maioria da EP consumida, como apresenta a tabela 1.2, encontra-se inclinada para fins não energéticos em que 1,9% da EP disponível direciona-se para a produção de eletricidade a partir de centrais termoelétricas baseadas na queima de fuelóleo (142,6 ktep) seguido do gasóleo (16,3 ktep). A importação do petróleo decresceu 18,8% relativamente a 2015 ao mesmo ritmo da diminuição da aposta de conversão desta EP em eletricidade em 14%.

Desta maneira, em 2021, as produções brutas de eletricidade em centrais térmicas de petróleo revelam 688 GWh a partir de fuelóleo e 67 GWh proveniente de gasóleo, que

totalizam 755 GWh nas Regiões Autónomas dos Açores e Madeira [2]. Além disso, não é expectável que as centrais termoelétricas a fuelóleo sejam alvo de investimento, pois encontram-se no final do seu período de vida útil e apresentam défice de atualizações e progressos na tecnologia [4].

Tabela 1.3 - Evolução entre 2015 e 2021 da importação, energia primária (EP) consumida, eletricidade produzida e energia final (EF) disponível de gás natural, em ktep, adaptada de [2]

Gás natural (ktep)	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021
Importações	4081,8	4278,4	5640,6	5097,6	5299,9	5167,5	4975,9
EP consumida	4097,2	4340,4	5437,9	5044,3	5303,6	5204,9	4973,7
EP em eletricidade	900,0	1241,1	2168,4	1285,3	1891,6	1962,7	1782,9
EF disponível	1564,6	1553,2	1672,2	1700,7	1721,6	1672,7	1771,3

Em relação ao gás natural de origem na Nigéria e Estados Unidos da América, os valores referentes às importações após 2019, apresentados na tabela 1.3, decresceram apenas 4,7% devido à influência do início da crise energética. Em 2021, o gás natural apresentou-se como a fonte de energia predominante, a nível nacional, comparativamente ao carvão e petróleo energético com a maior conversão de EP a partir de centrais termoelétricas de 1782,9 ktep, que reflete 35,8% da importação deste combustível [2]. A conversão de gás natural em eletricidade nunca atingiu os valores observados na tabela 1.1 para o caso do carvão antes de 2018 (3000 ktep). Perante isto, a diferença de produção elétrica gerada pelo encerramento de centrais de carvão terá de ser compensada. Uma das opções direcionam-se no aproveitamento das energias renováveis naquilo que conseguirem produzir, pela importação de eletricidade, pelo aumento da produção elétrica de centrais de gás natural ou pela reativação de centrais termoelétricas, como se tem verificado nos países mencionados.

A figura 1.1 apresenta a evolução entre 2015 e 2021 da produção de eletricidade através de centrais dedicadas e de cogeração a partir de fontes renováveis, fontes fósseis (térmica não renovável) e fontes térmicas renováveis, como a biomassa.

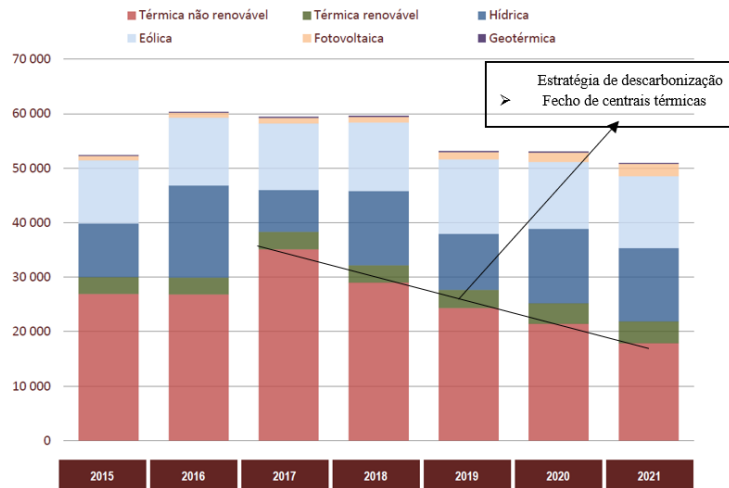


Figura 1.1 - Produção de eletricidade, em GWh, através de energia renovável e energia térmica entre 2015 e 2021, adaptado de [2]

A partir de 2019, pela figura 1.1, tem-se verificado a tendência crescente da prevalência das energias renováveis, acompanhada pelo fecho contínuo de centrais térmicas não renováveis. Esta abordagem tem disso adotada como uma “medida de estratégia de descarbonização” em vez de se traduzir em estudos de investimento ou iniciativas de requalificação das centrais desativadas para reduzir as emissões poluentes. Um exemplo de requalificação seria pela opção da queima de biomassa, como combustível renovável e carbono neutro. A biomassa destaca-se por apresentar, ao longo do tempo, uma emissão verde de dióxido de carbono (CO₂) pela absorção deste poluente através da matéria orgânica, significativamente inferior ou mesmo nula relativamente à emissão típica de CO₂ em combustíveis fósseis.

A figura 1.2 detalha, o ano de 2021, excluindo as centrais de cogeração, os valores e percentagens de produção elétrica através das fontes de energia referidas na figura 1.1 [2].

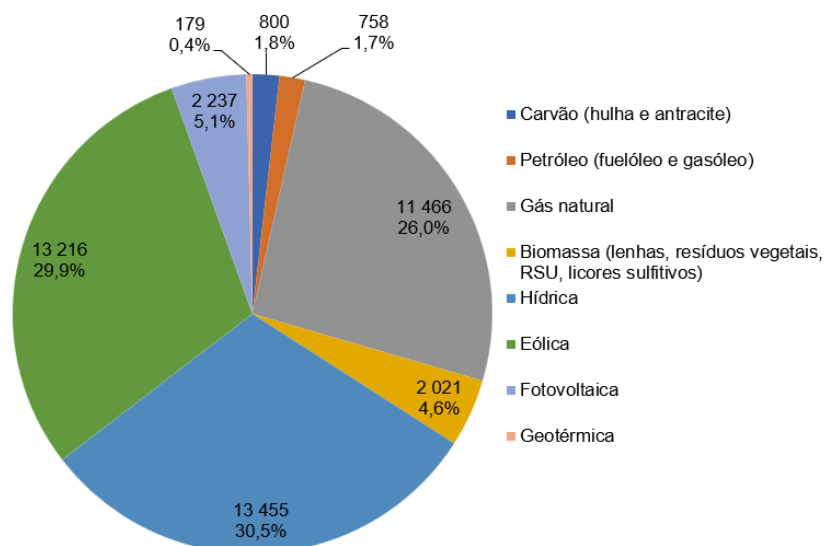


Figura 1.2 - Produção elétrica, em GWh e %, através de centrais dedicadas por fontes renováveis, térmicas não renováveis e renováveis em 2021, adaptado de [2]

No ano 2021, 65,9% do total da produção bruta de eletricidade provém de fontes renováveis: energia hídrica, eólica, fotovoltaica e por último geotérmica. Por outro lado, a eletricidade obtida por energia térmica renovável (biomassa) e fontes não renováveis representam uma porção de 34,1%, onde 26% desta advém da queima de gás natural (dependência energética, maioritariamente, de um só combustível). Isto reforça a responsabilidade e importância das energias térmicas no cumprimento anual das necessidades energéticas uma vez que a produção de energia elétrica por fontes renováveis é muito variável ao longo do tempo, devido à forte dependência com as condições climáticas.

Em 2021, a maior geração elétrica advém de centrais hídricas e para obterem uma produção estabilizada, sempre disponível à rede, requerem de bombagem elétrica que conduziu um consumo próprio energético de 1983 GWh, ou seja, 68,9% superior em relação ao consumo das centrais térmicas [2]. Apesar da bombagem elétrica ser realizada em horário de menor consumo, a hidroeletricidade demonstra a sua dependência de outras energias não intermitentes, como o caso da queima de combustíveis fósseis, ou suporta-se pela importação de eletricidade com a Europa.

Mesmo com a grande aposta nas energias renováveis, a dependência energética de Portugal face aos restantes países variou entre 78% e 65% no período de 2015 a 2021 [2]. Além disso, o valor da dependência energética tem vindo a crescer devido ao encerramento das centrais termoelétricas de carvão que provocou o aumento da importação de eletricidade em 30,1%, entre 2021 e 2023 para abater as suas necessidades elétricas, em média, de 1887 GWh [5].

Em 2021, a Nigéria distingue-se como principal fornecedor de energia, seguido do Brasil e EUA que juntos representam 2/3 do saldo importador proveniente, principalmente, de combustíveis fósseis devido à inexistência destas fontes de energia em solo nacional [2]. Assim, Portugal encontra-se submetido às oscilações de preço comercial resultantes de crises económicas e/ou políticas, o que desincentiva o investimento necessário na otimização das tecnologias de centrais térmicas de forma a diminuir as emissões poluentes e garantir a produção constante de energia elétrica.

Adicionalmente, com a guerra na Ucrânia, verificou-se a extrema importância da diversificação de combustíveis em centrais termoelétricas que permite aos países uma melhor gestão energética e menor dependência de um único combustível proveniente de um único fornecedor.

1.2. Objetivos

O cenário energético vivido em Portugal tem enfrentado desafios na tentativa de cumprir as metas de descarbonização estabelecidas nas conferências climáticas. Uma medida imediata foi o encerramento das centrais termoelétricas de carvão, apesar destas centrais abastecerem, anualmente até 2018, a rede elétrica de Portugal. Perante isto, Portugal necessitou de se apoiar nas energias renováveis, as quais nem sempre tiveram a capacidade de atender às necessidades energéticas. Esta decisão conduziu ao aumento da importação de eletricidade, o qual comprometeu a diversificação e a dependência energética de Portugal.

A requalificação parcial de centrais desativadas pode ser uma estratégia vantajosa para aliviar a dependência energética. Aliado a esta possibilidade, a diversificação de combustíveis no processo de queima destas centrais seria uma abordagem positiva visto que promoveria a diminuição das emissões poluentes comparativamente com as tipicamente existentes em que o combustível é somente carvão.

E é nesse sentido onde se centra o objetivo principal desta dissertação que é o de verificar qual seria o impacto técnico-ambiental da utilização de diferentes combustíveis em condições de funcionamento típicas de uma central termoelétrica a carvão. Para que seja possível essa quantificação é necessário simular o funcionamento de geradores de vapor, com a possibilidade de aplicar diferentes combustíveis. A simulação permitirá avaliar o cenário de requalificação de centrais a carvão desativadas, como medida de descarbonização, verificando o impacto nas emissões poluentes, na dependência energética externa e na diversificação de fornecimento de combustíveis. Deste modo, para atingir o objetivo foi desenvolvido neste trabalho uma ferramenta numérica em *MS Excel™* que utiliza como caso

de estudo o gerador de vapor presente num grupo da central termoelétrica de Sines. Adicionalmente, o modelo numérico construído é previamente validado com dados apresentados na literatura. Nesse sentido, o presente estudo contempla as seguintes análises:

- Em função da eficiência global, potência máxima útil do grupo da central de Sines e seleção das características e tipo de combustível, determinar parâmetros para o funcionamento do GV: calor de combustão e transferência de calor em cada permutador, independentemente da alteração de combustível.
- Avaliar, teoricamente, as emissões de CO₂ e consumos de combustível para todo o tipo de combustíveis fósseis: carvão, biomassa, fuelóleo, biocombustível líquido e gás natural.
- Investigar as emissões de CO₂ em função do consumo e composição do combustível, assim como, as emissões qualitativas de NO_x baseadas no coeficiente de excesso de ar para os combustíveis sólidos aptos à central de Sines, sem modificar equipamentos.
- Averiguar a variação da energia disponível entre combustíveis sólidos em termos de temperatura adiabática de chama, para as condições estequiométricas.
- Determinar, entre combustíveis sólidos, o coeficiente de excesso de ar máximo que garante o funcionamento do GV de Sines para a potência máxima útil.
- Verificar a variação das emissões de CO₂ e NO_x, e coeficiente de excesso de ar máximo pela opção de co-combustão entre combustíveis sólidos.

1.3. Estrutura do Trabalho Final de Mestrado

O presente Trabalho Final de Mestrado é constituído por cinco capítulos com início no capítulo 1 que introduz o enquadramento energético por fonte não renovável e renovável para a produção de energia elétrica em Portugal, dependência energética face a outros países e os objetivos pretendidos neste trabalho.

No capítulo 2, são apresentados os conceitos e fundamentos das diversas tecnologias para os combustíveis fósseis tipicamente utilizados em Portugal. O aprofundamento de conhecimentos sobre o funcionamento dos componentes constituintes no circuito Água-Vapor e os tipos de queima aplicados em centrais termoelétricas alimentadas pelas três fontes típicas de combustível. Uma breve compreensão teórica da combustão localizada no circuito Ar-Fumos e apresentação de propriedades físicas dos diferentes combustíveis que influenciam a mesma.

O capítulo 3 demonstra, detalhadamente, a sequência de cálculo formalizada no modelo numérico realizado para qualquer tipo de combustível ou mistura de combustíveis. De seguida, no capítulo 4 é apresentado e analisado os resultados para uma amostra de combustíveis de forma a manter a produção elétrica máxima de um grupo gerador da central termoelétrica de Sines, recentemente encerrada.

O capítulo 5 destaca uma reflexão final sobre os principais resultados para a conclusão da dissertação e propõe os trabalhos futuros onde estabelece alguns pontos de continuidade do tema em estudo de forma a otimizar o modelo realizado e novas sugestões de melhoria desta problemática.

2. Fundamento Teórico

2.1. Produção de Energia

As tecnologias convencionais das centrais termoelétricas regem-se em função do tipo de combustível imposto. As centrais de ciclo a vapor pelo uso de combustíveis sólidos, líquidos ou gasosos baseadas no Ciclo de Rankine, as de ciclo a gás através da queima preferencialmente de combustíveis gasosos, mas também de líquidos sob o Ciclo de Brayton e por fim as de ciclo combinado que aplicam os fundamentos do Ciclo de Brayton e Rankine. Desta forma, a figura 2.1 contextualiza as gamas de potência e eficiência típicas dos processos tecnológicos mencionados anteriormente.

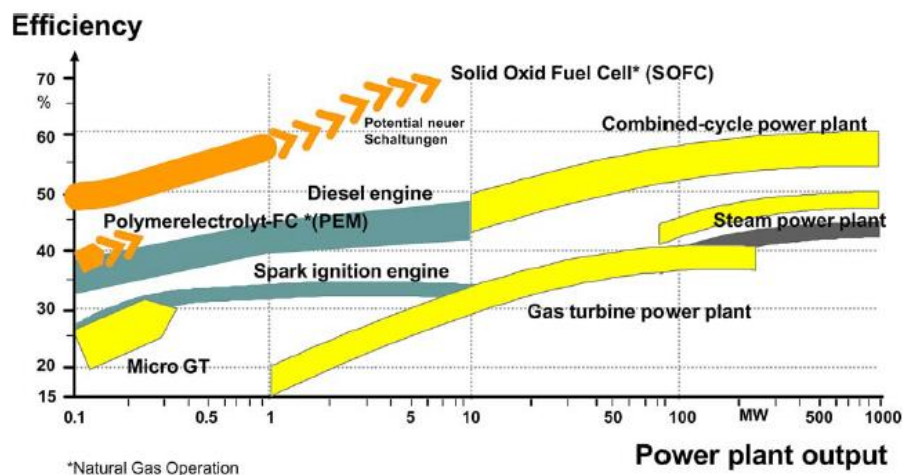


Figura 2.1 – Eficiências e potências típicas em centrais térmicas de produção elétrica [6]

Por observação da figura 2.1, as centrais de turbina a gás apresentam uma eficiência entre 30% a 40%, sendo inferior às centrais de vapor e ciclo combinado. Porém, as centrais a gás em comparação às restantes revelam a maior variabilidade de produção elétrica que reflete a sua flexibilidade e resposta rápida no arranque de modo a ajudar nos altos picos de necessidades energéticas. As centrais a vapor, sob o ciclo de Rankine, são historicamente mais utilizadas pelo uso de combustíveis sólidos, como a biomassa e carvão. Além disso, são centrais com o objetivo de produzir energia elétrica de forma constante que provoca uma menor flexibilidade a nível de potência entre 90 MW e 1000 MW, não sendo as ideais para flutuações de necessidades de eletricidade, como as centrais de turbina a gás. Por último, as centrais de ciclo combinado ganharam muita popularidade pela sua elevada eficiência entre 50% e 60% e revela a qualidade de rápida resposta, entrega constante de energia elétrica entre 10 MW e 1000 MW e menores emissões poluentes [6]. No entanto, esta tecnologia

apresenta custos de capital superiores, maior complexidade e a limitação ao consumo de uma menor gama de combustíveis.

O ciclo de Rankine baseado, principalmente, pela combustão de carvão e biomassa está restringido a uma temperatura máxima de 620 °C devido às condições metalúrgicas dos materiais e à minimização de desperdício de energia no condensador que compromete a eficiência do ciclo e conseqüentemente a eficiência da central a vapor [7].

O ciclo de Brayton sustentado pela queima de combustíveis gasosos ou líquidos permite temperaturas de serviço na entrada da turbina superiores a 1425 °C dado que as turbinas a gás usufruem de sistemas de arrefecimento entre estágios, arrefecimento prévio do ar de admissão e a aplicação de materiais resistentes à fluência, potenciando assim, a potência útil do ciclo a gás. Porém, o ciclo a gás perde vantagem a nível de eficiência visto que a temperatura dos gases de combustão à saída da turbina de gás é elevada, na ordem de 500 °C, o que provoca uma elevada perda térmica [7].

Assim, as centrais de ciclo combinado confirmam a sua popularidade devido à estratégia aplicada de evitar uma grande perda de energia que foi a implementação de diversos permutadores de calor para cada turbina a gás [8], designado de gerador de vapor de recuperação ou, na literatura inglesa, "*Heat recovery steam generator*" (HRSG) que interliga o ciclo de Brayton com o de Rankine.

Em suma, a composição, essencial e simplificada, do ciclo combinado, desenvolve-se pela existência de um compressor, câmara de combustão e turbina a gás de forma a completar o ciclo de Brayton. Os ciclos são interligados através do gerador de vapor de recuperação (HRSG), onde o calor libertado pelo ciclo de Brayton é recuperado pela transferência de calor no ciclo de Rankine, dando-se início ao ciclo de vapor que se completa com a existência da turbina a vapor, condensador e bomba, como ilustra a figura 2.2.

É importante destacar que os equipamentos utilizados em centrais de turbina a gás são os mesmos descritos anteriormente que constituem o ciclo de Brayton. Já, as centrais de ciclo a vapor, como as que queimam carvão ou biomassa, compõem-se pelos equipamentos mencionados no ciclo de Rankine, onde a principal diferença é o gerador de vapor (GV) convencional em vez de HRSG. Além disso, ambos sistemas, o HRSG e GV convencional, são máquinas com a mesma principal função que é a geração de vapor.

O diagrama T-s da figura 2.2 representa o ciclo de Brayton a cor azul e o ciclo de Rankine a verde, ambos em regime quase ideal, ou seja, não se evidenciam perdas de carga e de calor.

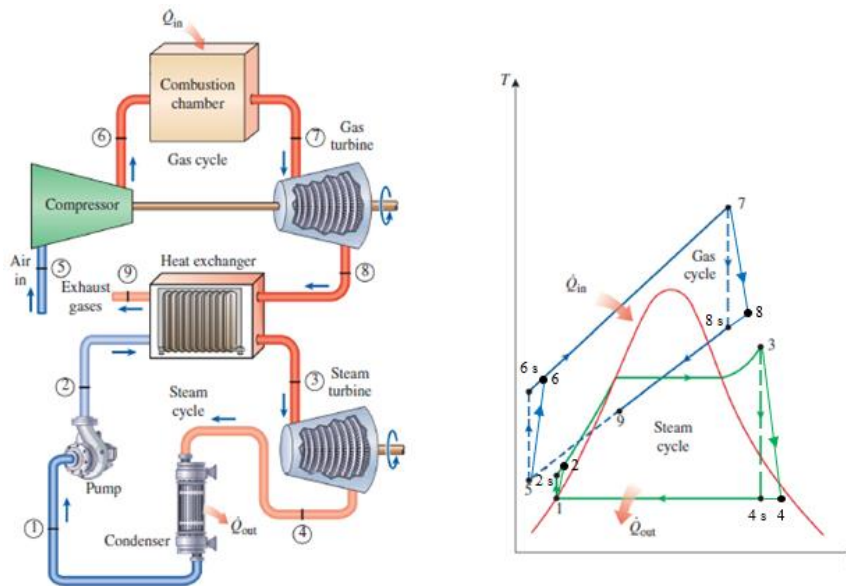


Figura 2.2 - Central de ciclo combinado simplificado sem queima adicional e diagrama T-s, adaptado de [7]

A tecnologia de ciclo combinado, tipicamente, a gás natural suporta-se pela influência dos contratos de fornecimento de gás a longo prazo que incentiva a melhoria constante dos conhecimentos técnicos nas áreas de aerodinâmica e termodinâmica da turbina a gás [6]. Os desenvolvimentos no HRSG têm sido uma das razões de progresso na eficiência das centrais de ciclo combinado pela análise da Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica de modo a maximizar a produção de energia elétrica e minimizar a geração de entropia [9].

A tabela 2.1 apresenta as características gerais das centrais térmicas ativas em Portugal Continental.

Tabela 2.1 - Características gerais das centrais termoelétricas ativas em Portugal Continental

Localidade	Tecnologia	Combustível utilizado	Potência total instalada (MW _e)
Ribatejo (Lisboa) [10]	Ciclo combinado	Gás natural	1170
Tapada do Outeiro (Porto) [11]	Ciclo combinado	Gás natural	990
Pego (Santarém) [12]	Ciclo combinado	Gás natural	830
Lares (Coimbra) [13]	Ciclo combinado	Gás natural/Gasóleo	800

A tecnologia amplamente utilizada para produção não renovável de eletricidade a nível nacional, como se verifica na tabela 2.1, corresponde ao ciclo combinado o que reflete a dependência externa de Portugal no âmbito do consumo exclusivo de gás natural. A central termoelétrica de ciclo combinado a gás natural de maior magnitude térmica situa-se no Ribatejo e apresenta três grupos de geradores elétricos da ordem de 390 MW que geram uma capacidade de produção elétrica, aproximadamente, de 1170 MW (inferior à central de carvão de Sines, recentemente encerrada). Além disso, a introdução de calor no sistema apoia-se numa câmara de combustão com queimadores de emissão de reduzida de óxido de azoto (NO_x) e a energia térmica residual que abandona a turbina a gás é aproveitada por um HRSG [14]. Com isto, a central de Ribatejo encontra-se preparada para assegurar a base dos consumos energéticos em sintonia com o crescimento da componente de produção renovável [10].

A central termoelétrica do Ribatejo usufrui de uma eficiência global de 55% acompanhada de vertentes positivas a nível de impacto ambiental, nomeadamente emissões de oxido de enxofre (SO_2) aproximadamente nulas, reduzidas emissões de óxidos de azoto (NO_x) e dióxido de carbono (CO_2), bem como, a ausência de cinzas e resíduos sólidos [10].

Este subcapítulo 2.1 abordou todas as tecnologias típicas de produção de energia elétrica e verificou-se que o ciclo combinado é atualmente o processo mais usado na maioria dos países, incluindo Portugal com quatro centrais termoelétricas a gás natural e a possibilidade alternativa de queimar gasóleo em Lares. Foram apresentados vários conceitos e princípios dos ciclos de Brayton e Rankine onde o equipamento que os combina (HRSG), origina a central de ciclo combinado. Contudo, as centrais desativadas a carvão que se baseiam no ciclo de Rankine podem ser um complemento ou alternativa interessante na estabilização da rede elétrica, quando as energias renováveis não usufruem das melhores condições climáticas ou o preço comercial do gás natural aumente. Além disso, estas centrais de vapor (Rankine), também podem ser substituídas por um carvão ou até mesmo adaptadas para a combustão de biomassa de modo a proporcionar uma menor emissão de CO_2 .

O subcapítulo seguinte 2.2 vai-se focar nos principais componentes constituintes na geração de vapor, ressaltando que são de certa forma equivalentes entre tecnologias. Estes elementos aplicam-se tanto às centrais de ciclo de Rankine que utilizam um GV convencional (combustão próxima do processo de geração de vapor), quanto às centrais de ciclo combinado que usam o HRSG (combustão separada do processo de geração de vapor).

2.2. Gerador de Vapor

Independentemente da tecnologia da central termoelétrica mencionada no subcapítulo 2.1, o gerador de vapor (GV) de recuperação do ciclo combinado ou HRSG (sem queima no local) ou o gerador de vapor (GV) convencional do ciclo de Rankine (com queima no local) caracterizam um equipamento térmico constituído por elementos semelhantes com a função de produzir vapor sobreaquecido a uma pressão superior à atmosférica.

Nos dois GV coexistem os mesmos circuitos: o circuito Água-Vapor onde ocorre a geração de vapor e o circuito Ar-Fumos que promove a circulação dos gases de combustão.

O princípio de funcionamento de ambos GV baseia-se no aproveitamento da energia dos produtos de combustão a alta temperatura que se deslocam ao longo do circuito Ar-Fumos a partir de diferenças de pressão e temperatura (ΔP e ΔT), possibilitando a transferência de calor por convecção e radiação nos vários permutadores do circuito Água-Vapor. De seguida, os gases com energia térmica não aproveitada (perdas térmicas) circulam para a exaustão da chaminé, no qual são tratados e filtrados. Os gases de combustão presentes no circuito Ar-Fumos do HRSG iniciam as permutas pelo sobreaquecedor, reaquecedor, painéis de vaporização (PV), economizador e por último o pré-aquecedor de ar enquanto no GV convencional, o primeiro é o PV, logo de seguida, o sobreaquecedor, depois, o reaquecedor, economizador e pré-aquecedor de ar [15], [16], [17], [18]. A diferença entre a troca de posição do sobreaquecedor e reaquecedor com o PV no HRSG face ao GV convencional deve-se ao facto de aproveitar a temperatura alta dos gases de combustão à saída da turbina a gás de modo a maximizar a transferência de calor por radiação. O GV convencional não cumpre a mesma disposição do HRSG devido à proximidade dos permutadores ao queimador.

Ao mesmo instante no circuito Água-Vapor, tanto no HRSG e GV convencional, o economizador recebe água no estado líquido comprimido de modo a trocar calor com os gases de combustão quentes que origina o seu aquecimento inicial, sendo conduzida posteriormente para o barrilete localizado no topo do GV com o objetivo de separar a água do vapor e distribuir para os devidos destinos. A água depositada no barrilete, por diferenças de massa específica ($\Delta\rho$), direciona-se para o coletor inferior dos PV de modo a convertê-la em vapor e retomar ao barrilete, enquanto o vapor saturado presente no topo do barrilete dirige-se para o sobreaquecedor. O sobreaquecedor aumenta a energia térmica do vapor saturado para vapor sobreaquecido e evita a entrada de gotículas nas pás da turbina de vapor que provocaria danos. Por último, caso o GV tenha reaquecimento, o vapor sobreaquecido retoma ao GV, após o primeiro estágio da turbina a uma pressão inferior à do sobreaquecedor. O reaquecedor garante os ganhos térmicos suficientes para encaminhar vapor sobreaquecido

para o segundo estágio da turbina a vapor e realizar a segunda produção de energia elétrica do ciclo de Rankine.

Adicionalmente, é de salientar que o conjunto de tubos envolto das superfícies metálicas, pertencentes aos PV, permite a absorção das perdas de calor que atravessam as paredes e favorece o arrefecimento destas para não atingir a sua capacidade máxima metalúrgica [18], [19].

Em geral, a identificação do GV remete-se a diversas classificações que variam consoante: a fonte de energia; combustível imposto; fluido produzido; número de passagens dos gases de combustão; equipamento de queima; posição da câmara de combustão; localização da chama; tipo de circulação; forma, posição, conteúdo dos tubos; materiais de construção e tipo de isolamento [20], [21], [22]. No entanto, é de salientar que as características relacionadas com a combustão apenas são direcionadas para o GV convencional presente em centrais a vapor.

A nível de conteúdo dos tubos, existem dois tipos de GV predominantes na indústria que agrupam os de tubos de fumo ou do tipo piro-tubular e tubos de água ou aquo-tubular. A característica que os distingue é a circulação do fluido no interior das tubagens dos permutadores em que na piro-tubular ocorre a passagem dos gases de combustão, enquanto na do tipo aquo-tubular circula o fluido de trabalho (Água-Vapor). No GV aquo-tubular, a formação de vapor de água ocorre no interior dos tubos e a piro-tubular produz vapor de água fora das tubagens, como ilustra a figura 2.3 [15], [18], [20].

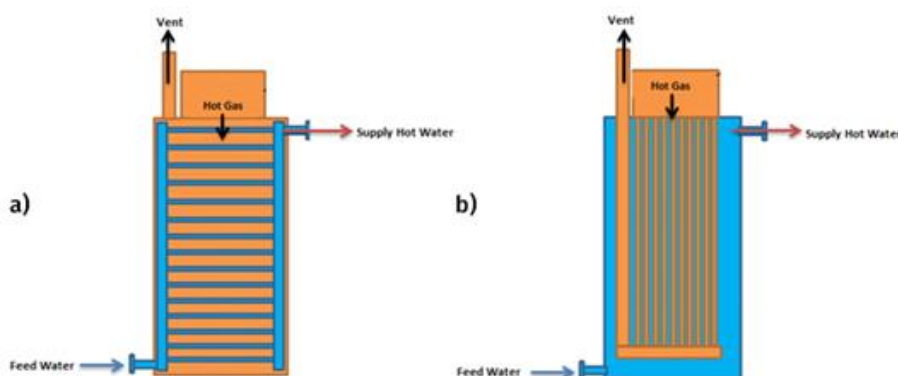


Figura 2.3 - Gerador de vapor simplificado do tipo aquo-tubular a) e piro-tubular b)

Os GV aquo-tubulares destacam-se pela geração de vapor no âmbito de aplicação de centrais termoelétricas a partir de elevadas pressões e produção térmica, sendo este o foco do trabalho [20].

A circulação da água num GV aquo-tubular pode ocorrer de forma natural, assistida e forçada. As circulações natural e assistida revelam grandes semelhanças no circuito Água-Vapor,

como se verifica nas figuras 2.5 e 2.6. Porém, a circulação assistida apresenta apenas uma bomba auxiliar com o objetivo de promover o escoamento da água líquida depositada no barrilete aos PV e é usual em GV sujeitos a pressões de serviço superiores a 180 bar. Em contraste, nos GV de circulação natural, a movimentação do fluido de trabalho ao longo dos PV ocorre devido às diferenças de massa específica ($\Delta\rho$) no processo de mudança de fase que conduz a mistura Água-Vapor para o topo do permutador e retoma à parte superior do barrilete em vapor. Por último, a circulação forçada apresenta uma variação construtiva comparativamente aos anteriores dado que não existe recirculação de fluido no PV, permitindo a ausência do barrilete. Portanto, o escoamento desenvolve-se num só sentido de forma a transformar a água líquida bombeada em vapor sobreaquecido, como indica a figura 2.4 [18].

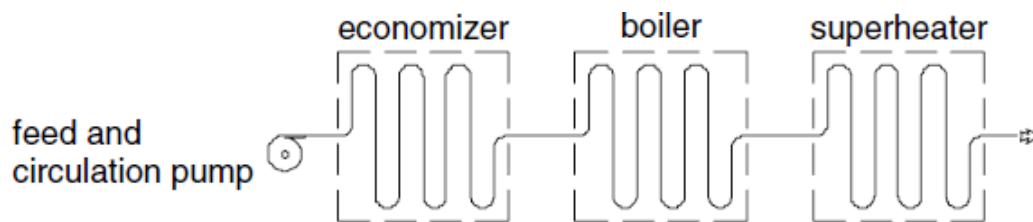


Figura 2.4 - Gerador de vapor de circulação forçada [18]

A nível de configuração dos GV aquotubulares, existem 2 tipos, tipicamente, usados na indústria de produção elétrica: horizontal e vertical.

A configuração horizontal, representada na figura 2.5, coleta os gases de combustão no qual o escoamento se desenvolve paralelamente ao solo enquanto os permutadores de geração de vapor dispõem-se na vertical [8].

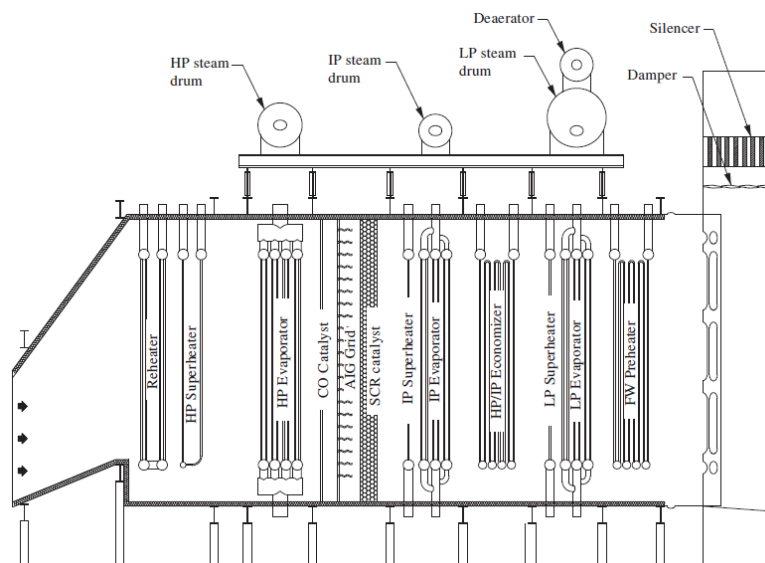


Figura 2.5 - Gerador de vapor de recuperação horizontal de três estágios [8]

No caso da configuração vertical, representada na figura 2.6, seguem o princípio inverso do horizontal, ou seja, os gases de combustão atravessam perpendicularmente face ao solo e os permutadores localizam-se na horizontal. Estas evidenciam maior presença em centrais termoelétricas que revelem problemas a nível de espaço [8].

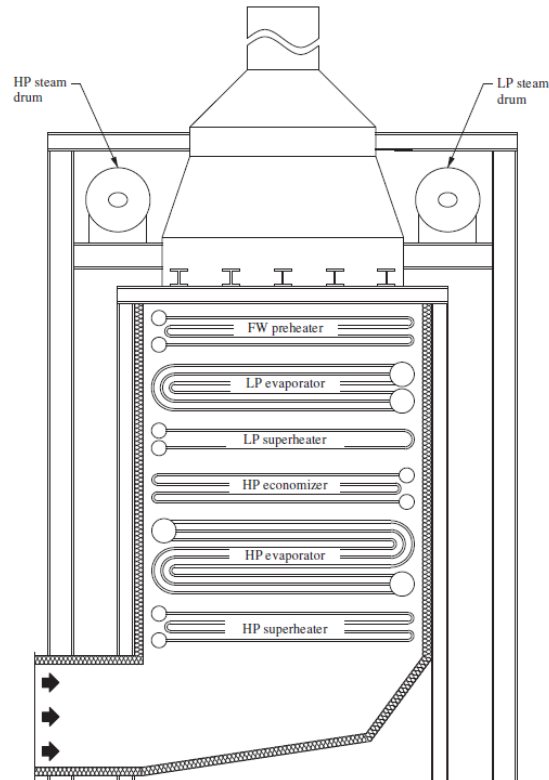


Figura 2.6 - Gerador de vapor de recuperação vertical de dois estágios [8]

Os dois tipos de configuração apresentam valores de eficiência, praticamente, idênticos pela abordagem e desenvolvimento técnico no economizador em que o gerador vertical requer uma estrutura de elevada altitude de forma a facilitar a circulação natural e não ser necessário a instalação de bombas auxiliares. Ainda assim, liberta menores emissões poluentes e possui maior resistência a nível de problemas térmicos no sobreaquecedor e reaquecedor relativamente ao de configuração horizontal que acrescem os seus custos de projeto [23].

As figuras 2.5 e 2.6 apresentam exemplos de configurações aplicadas no ciclo combinado, enquanto a figura 2.7 mostra a configuração vertical, sendo a mais comum em GV convencional do ciclo de Rankine, onde este trabalho foca-se. É de salientar que as vantagens mencionadas para a configuração vertical se aplicam em GV convencional e HRSG.

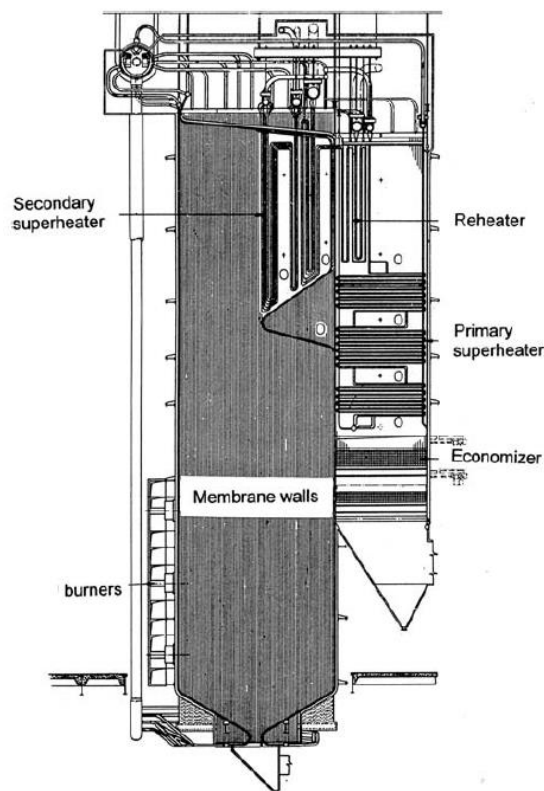


Figura 2.7 - Gerador de vapor convencional vertical

A eficiência representa ser um parâmetro crucial destes equipamentos, sempre com o intuito de maximizar a transferência de calor entre os fluidos do circuito Água-Vapor e ar-fumos.

A gestão da pressão de trabalho no GV revela o poder de controlar as necessidades de produção elétrica entre 40% e 100% que evita estrangulamentos de fluido na turbina a vapor e melhora a sua eficiência em baixas cargas [17], [18]. Além disso, os números de andares de pressão impostos no GV revelam ser de grande importância em que, apenas, um nível de pressão representa 25% da produção elétrica da central a partir da turbina a vapor. A inserção de 2 para 3 estágios favorece o aumento de 10% a 13% da produção elétrica [9]. Deste modo, os GV não verificam a aplicação de número de estágios superiores a 3 visto que não traduzem vantagens térmicas com o aumento da complexidade.

Pelo motivo de manter a central otimizada, o projeto dos GV respeita a inserção de três níveis de pressão com o estágio de alta pressão de 130 bar no posto vista económico, mas na perspetiva térmica pode atingir 180 bar [23]. O estágio/andar de pressão intermédio operam entre 25 e 35 bar com obtenção de temperaturas de sobreaquecimento do respetivo estágio até 450 °C enquanto o estágio de baixa pressão atinge entre 3 e 10 bar [19], [24].

Além disso, a perda de carga dos gases de combustão ao longo do circuito Ar-Fumos não pode exceder 25 mbar. No âmbito das condições de entrada da turbina a vapor, o caudal

mássico de vapor, tipicamente, deve atingir 565 °C e um nível de pureza de 99,9%, o que indica a admissão mínima é de 0,01% de impurezas orgânicas.

A temperatura da água de alimentação do GV flutua conforme o combustível introduzido na queima. Para o caso de gás natural sem teor de enxofre é de 50 °C enquanto o derivado de petróleo leve corresponde a 110 °C de modo a evitar problemas de corrosão. Além disso, a temperatura mínima dos gases de combustão para a chaminé de exaustão ronda 80 °C [9].

Perante os conceitos relatados, afirma-se que a maioria das centrais termoelétricas apresentam GV de circulação natural devido ao seu domínio no mercado em causa [15]. Neste sentido, os subcapítulos 2.2.1 e 2.2.2 incidem na análise e conceitos de GV aquotubulares de circulação natural, como indica a tabela 2.2, relativamente à classificação do GV da central termoelétrica de Sines encerrada em 2021.

Tabela 2.2 - Classificação do GV convencional da ex-central a vapor de Sines

Classificação	GV convencional da central termoelétrica de Sines
Fonte de energia	Gases de combustão a partir da queima de carvão dentro do GV
Fluido produzido	Vapor sobreaquecido
Configuração	Vertical
Tipo de circulação	Natural
Conteúdo, forma e posição dos tubos	Permutadores horizontais

2.2.1. Circuito Água-Vapor

Este subcapítulo aborda a descrição dos principais componentes constituintes do circuito Água-Vapor do GV, de maneira a captar o calor dos produtos de combustão e converter a água em vapor sobreaquecido.

A maioria dos componentes são permutadores em contracorrente para tornar o gerador de menor tamanho. A sua disposição minimiza a área de permuta visto que permite, num lado do permutador, um menor gradiente de temperatura entre a entrada dos gases de combustão

e saída do fluido Água-Vapor [19], [25]. Além disso, os permutadores do GV revelam tempos de funcionamento elevados onde se admite um sistema de regime permanente com a possibilidade de assumir a conservação de massa, o desprezar a energia potencial e cinética, a transferência de calor por condução axial constante e perdas de calor ignoradas [25].

Um simples balanço de energia, pode ser aplicado a qualquer permutador presente em GV convencionais provenientes de centrais de combustíveis sólidos, assim como, no HRSG de ciclo combinado. No entanto, é de frisar que a temperatura dos gases de combustão à entrada do HRSG é inferior à temperatura de combustão do GV convencional porque já ocorreu anteriormente a expansão dos gases de combustão na turbina a gás.

Retirando a temperatura de entrada dos gases no primeiro permutador, ambas tecnologias demonstram uma diminuição de temperatura dos gases de combustão e um perfil do circuito Água-Vapor semelhantes para a mesma pressão de serviço.

O sentido do fluido de trabalho do GV é realizado sempre com a mesma sequência de passagem nos referidos permutadores: Economizador, Barrilete/Tambor, Painéis de Vaporização (PV), Sobreaquecedor e Reaquecedor.

O economizador é o primeiro permutador de calor que a água atravessa no interior do GV e apresenta características benéficas no âmbito da eficiência energética uma vez que aproveita parte do calor dos gases de combustão extraídos pela chaminé de exaustão. Neste sentido, a temperatura dos gases à entrada do economizador influencia a absorção de calor, proporcionando um pré-aquecimento da água de alimentação, que posteriormente é conduzida para o barrilete. Este dispositivo é constituído por serpentinas paralelas entre si perpendiculares à direção do escoamento dos gases e apresenta coletores de entrada e saída de água também expostos aos produtos de combustão, conforme se apresenta na figura 2.8. Além disso, os tubos dispõem-se com um determinado intervalo para garantir a passagem de gases de combustão com velocidades superiores e controladas de modo a assegurar o índice de convecção exterior e evitar o desgaste da superfície exterior [21].



Figura 2.8 – Distribuição do escoamento de água no economizador, adaptado de [15]

Apesar das temperaturas no circuito Água-Vapor dependerem fortemente da pressão, o economizador, sob a pressão típica de GV, apresenta normalmente uma temperatura de entrada de água a líquido comprimido, na ordem de 200 °C a 250 °C. Esta gama de temperatura de entrada do economizador superior à temperatura ambiente obtém-se pela instalação de regeneradores a montante que aquecem a água de alimentação através da extração de vapor efetuada na turbina, a partir de tanques fechados. No lado dos gases de combustão, as temperaturas de saída do economizador rondam, tipicamente, entre 350 °C e 400 °C [18], [19].

A localização do economizador ao longo do circuito Ar-Fumos e a utilização de certos tipos de combustível traduzem consequências no tempo de vida do permutador devido à possibilidade de formação de elementos corrosivos quando se encontram em contato com gases a temperaturas inferiores ao recomendado [18], [19]. Perante isto, independentemente do combustível, a região menos suscetível a ocorrer este fenómeno situa-se a montante do pré-aquecedor de ar dado que o dispositivo em causa está sob influência da elevada temperatura dos gases de combustão e admissão de água aquecida, proporcionado a instalação de um material com menor resistência à corrosão [18].

Para GV alimentados a carvão ou petróleo, é importante o uso de economizadores com alhetas constituídas por um material de boas propriedades anticorrosivas. Além disso, o acrescento de área de permuta promovida pelas alhetas, além de aumentar a transferência de calor, provoca o aumento da resistência térmica que permite uma temperatura superior na superfície do permutador. Isto, possibilita um menor arrefecimento dos gases de combustão de forma a evitar a corrosão promovida pelo enxofre [18]. Por outro lado, em GV alimentados a gás natural, o economizador encontra-se sujeito a gases de combustão de baixas percentagens de componentes agressivos, como o enxofre, que facilita a instalação de tubos lisos e de menor resistência à corrosão [18], [19].

Um parâmetro muito importante no projeto do economizador é o *Approach Point* que indica a diferença entre a temperatura de saturação imposta nos PV e a temperatura da água à saída do economizador. Vários autores identificaram diferentes valores para o *Approach Point*. A literatura sugere o intervalo entre 8 °C e 14 °C enquanto outros recomendam de 2 °C a 4 °C [19], [23], [24].

Desta forma, deve-se ter sempre em conta os intervalos recomendados visto que a escolha de um diferencial inferior ao mínimo, implica a formação de bolhas de vapor na saída do economizador, tipicamente nos arranques da central ou nas variações de carga [19]. Este fenómeno interfere na transferência de calor devido à diminuição de contato entre os gases

quentes e a água de alimentação na superfície de permuta que resulta em vibrações provenientes de golpe de ariete, deposição de sais e expansão da tubagem do economizador [15], [16], [24].

De seguida, o barrilete ou tambor de vapor enquadra-se como um reservatório cilíndrico de espessura elevada sujeita a várias entradas e saídas de fluido de trabalho em diversas das fases: líquido comprimido, mistura e vapor saturado.

Este depósito localizado, tipicamente no topo do GV, recebe água de alimentação pré-aquecida do economizador com o objetivo de realizar a separação das fases do fluido de trabalho, a água líquida e o vapor saturado, onde o vapor vai ser conduzido ao sobreaquecedor [15], [18], [19]. Além deste principal objetivo, o barrilete proporciona a mistura de químicos necessários para o controlo da corrosão e impurezas, bem como, previne as partículas de água ou humidade na entrega de vapor e por fim, armazena água na perspetiva de responder à variação de carga da central térmica [21].

Adicionalmente, o barrilete ganha uma solução construtiva para pressões superiores a 120 bar pela implementação de ciclones, placas perfuradas e filtros de secagem em vez da separação devido à gravidade e placas defletoras, de modo a garantir as condições de título próximas de 0,98, pressão e carga, conforme se demonstra na figura 2.9 [18], [21]. Assim, a mistura presente atravessa diversos dispositivos no ciclone que facilitam a deposição da água e a ascensão do vapor por auxílio de forças centrífugas. De seguida, o vapor submete-se a um processo de secagem ao longo dos últimos constituintes, de maneira a retirar as gotículas existentes [18]. Com isto, a humidade contida no vapor conduzido ao sobreaquecedor ronda valores inferiores a 0,2% [15].

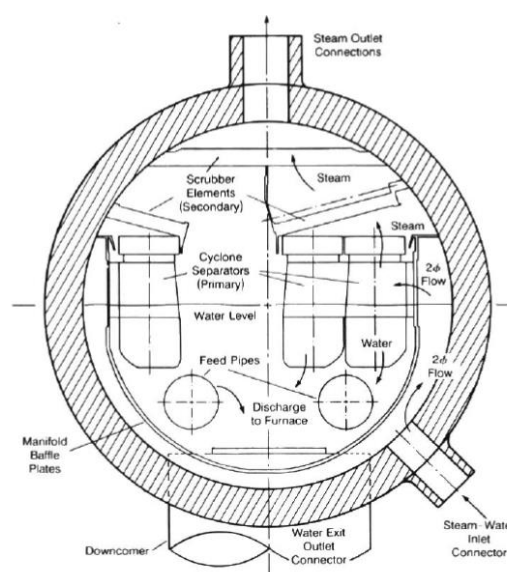


Figura 2.9 - Estrutura interna do barrilete, adaptado de [21]

Em reforço à problemática levantada no capítulo 1, as centrais termoelétricas revelam cada vez mais a característica de arranque rápido de modo a assegurar a estabilidade da rede elétrica.

Por outras palavras, quando as energias renováveis não atingem os seus objetivos, os equipamentos constituintes das centrais devem estar em sintonia com o GV para favorecer o mínimo intervalo de espera proveniente da inércia térmica. Para tal, geradores de vapor em geral necessitam de usufruir barrilete para cada estágio de pressão que elimina o compasso de espera no arranque e além disso, diminui significativamente o diâmetro do barrilete, assim como a sua espessura para as mesmas condições de operação de, apenas, um tambor de vapor.

Para acrescentar, o barrilete de baixa pressão garante as funções mencionadas acima e por vezes apresenta um objetivo adicional semelhante a um desaerador que permite a remoção de elementos, como dióxido de carbono (CO_2) e oxigénio (O_2), no escoamento de vapor e assim evita-se a corrosão e falhas nas tubagens do GV [15].

Com a deposição da água no barrilete, esta escoo por circulação natural para a entrada do segundo permutador, designado painéis de vaporização (PV), que permite a produção de vapor saturado ao longo dos tubos dispostos na vertical, como se verifica na figura 2.10.

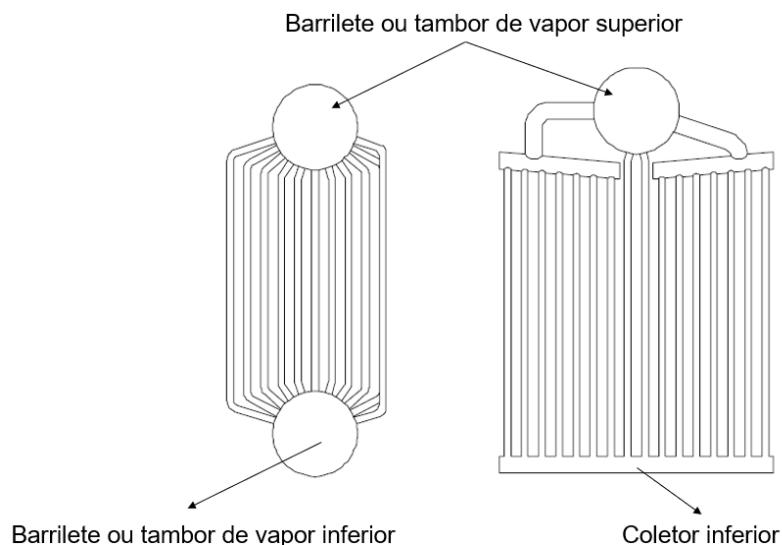


Figura 2.10 - Aspetos construtivos típicos de painéis de vaporização, adaptado de [18]

No PV ocorre a mudança de fase do fluido de trabalho, a temperatura constante, onde todo o calor absorvido é na forma de calor latente. A seleção da temperatura que provoca a mudança de fase, é designada de temperatura de saturação da água e varia com a pressão de serviço.

As temperaturas típicas de saturação em função da pressão de serviço típicas estão apresentadas na tabela 2.3.

Tabela 2.3 - Temperatura de saturação de acordo com as típicas pressões de serviço, adaptado de [26]

Pressão de serviço	Pressão (bar)	Temperatura de saturação (°C)
Alta	130 – 180	330,9 – 357,1
Intermédia	25 – 35	224,0 – 242,6
Baixa	3 – 10	133,6 – 179,9

As tubagens dos PV ao estarem em contacto com os quentes gases de combustão, verifica-se o aparecimento das primeiras bolhas de vapor, mas estas dissolvem-se facilmente devido à grande quantidade de água ainda presente. Até atingir a temperatura de saturação do fluido de trabalho, as bolhas de vapor crescem, libertam-se da parede e formam geometrias irregulares. Posteriormente, a interação progressiva com os gases quentes, o vapor começa a dominar o fluido no interior da tubagem no qual se move mais rápido que o líquido, por $\Delta\rho$, e depara-se com o líquido maioritariamente localizado nas paredes do tubo. Por fim, a camada fina de líquido acaba por não resistir à temperatura de saturação que resulta na conversão do restante líquido em pequenas quantidades de vapor [15].

Do ponto de vista térmico, o GV é extremamente influenciado pelo *Pinch Point* direcionado para projeto dos PV, que se define pela diferença de temperatura entre a saída dos gases de combustão no PV e a temperatura de saturação de serviço [15]. A literatura considera intervalos entre 8 °C e 14 °C, 6 °C e 8 °C ou 4 °C e 8 °C que apresentam o equilíbrio entre a produção de vapor e tamanhos aceitáveis do GV [16], [19], [23], [24]. Porém, deve-se ter sempre em conta os intervalos recomendados visto que a escolha de um diferencial inferior ao mínimo, implica a construção de GV de maior ocupação economicamente desfavorável devido ao aumento excessivo da área de permuta para realizar a elevada transferência de calor [16].

O PV é um permutador de transferência de calor baseada num fluido de fase de mistura o que o seu estudo demonstra alguma complexidade devido às diversas correlações numéricas. Um dos cuidados a ter em conta no projeto do PV é o fluxo de calor no que se deve situar dentro do limite máximo e mínimo. A aplicação do limite máximo de fluxo de calor origina a deposição de uma camada de vapor no interior da tubagem que provoca aumentos bruscos de temperatura, e conseqüentemente danos no permutador. Por outro lado, o limite inferior causa o estrangulamento do escoamento relacionado com a perda de carga superior às forças existentes nas $\Delta\rho$ da circulação natural que remetem a oscilações e possíveis retorno de fluido [15].

De seguida, o vapor saturado acumulado na parte superior do barrilete, inicia o seu deslocamento para o penúltimo permutador que se designa sobreaquecedor de modo o fluido de trabalho adquirir mais temperatura através da permuta com os gases quentes provenientes da combustão, que providencia um ganho de calor sensível. O vapor com esta permuta de calor adquire uma temperatura acima da saturação, que permite ser enviado para a entrada da turbina de vapor.

O sobreaquecedor situa-se numa região privilegiada do GV mais próxima da queima de combustível para garantir o aproveitamento máximo da transferência de calor por radiação devido às temperaturas altas dos gases de combustão. No entanto, a transmissão de calor por convecção e condução continua a prevalecer [18].

As condições de funcionamento do sobreaquecedor variam consoante as condições de entrada da turbina a vapor com a perspectiva de garantir a temperatura de vapor sobreaquecido na ordem de 565 °C, no entanto em determinadas instalações poderá ser ligeiramente superior.

Para garantir as condições pretendidas de admissão na turbina de vapor, o sobreaquecedor deve assegurar os princípios metalúrgicos do material aplicado em função das elevadas temperaturas de serviço e da minimização da perda de pressão no circuito vapor-água [21].

Deste modo, a seleção do material da tubagem e alhetas do permutador em causa obedece a critérios mais severos que o dos anteriores permutadores. Por isso, os sobreaquecedores de alta pressão sujeitos a elevadas temperaturas de sobreaquecimento no interior e dos gases de combustão no exterior, requerem elevada resistência à corrosão e ao possível mínimo custo [15].

Para o caso dos andares de pressão intermédia e baixa, a razão principal na seleção do material é garantir a temperatura do material dentro do especificado e como as temperaturas dos gases de combustão são menores, opta-se por aço de menor resistência a altas temperaturas [15].

Por fim, o reaquecedor é um permutador, viável para centrais de potência elétrica superior a 100 MW, que recebe o vapor sobreaquecido expandido pela turbina de alta pressão (TAP), tipicamente, à pressão aproximadamente 1/3 a 1/4 da pressão do sobreaquecedor e à temperatura resultante da eficiência isentrópica da turbina de vapor. Tal como o sobreaquecedor, o reaquecedor promove um ganho térmico sensível do fluido do circuito Água-Vapor a partir da transferência de calor por radiação e convecção motivada pela passagem dos gases de combustão com temperatura superior a 600 °C [19]. O seu objetivo é reaquecer o vapor sobreaquecido até atingir, no máximo, a temperatura de

sobreaquecimento para maximizar a eficiência do ciclo de Rankine [16], [19]. O caudal mássico de vapor no reaquecedor é 2% inferior ao circulado pelo sobreaquecedor devido a fugas nas pás da turbina a vapor de alta pressão. Deste modo, é possível afirmar que ambos permutadores produzem a mesma quantidade de vapor [19], [21].

A figura 2.11 mostra o diagrama simplificado da central termoelétrica de Sines com 3 grupos de turbinas (alta, intermédia e baixa pressão).

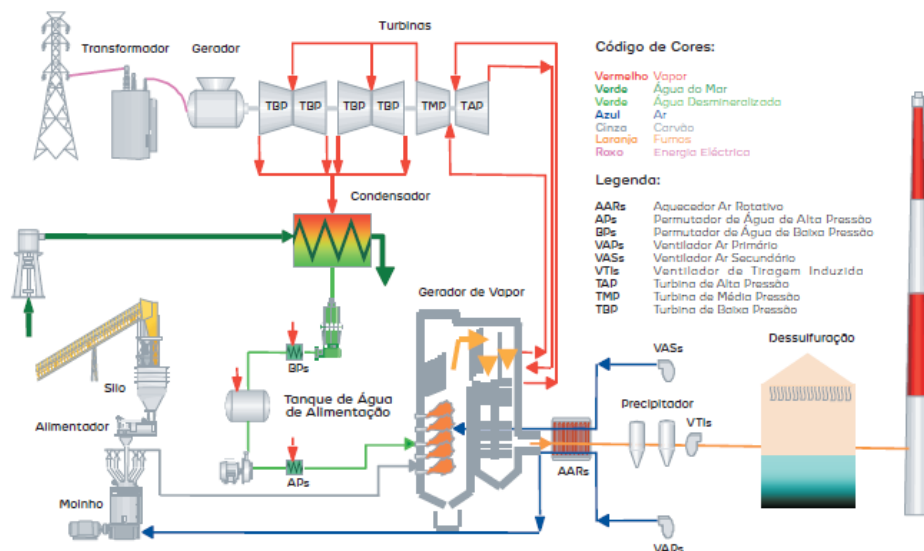


Figura 2.11 - Diagrama simplificado da central convencional de ciclo de Rankine em Sines com o GV vertical, adaptado de [27]

O GV da figura 2.11 que será foco do trabalho é composto por um barrilete para o andar de alta pressão em ligação com o seu economizador, PV e sobreaquecedor. O vapor expandido pela TAP volta ao GV para realizar o reaquecimento à pressão intermédia. De seguida, o vapor reaquecido é conduzido para a turbina de pressão intermédia para efetuar a segunda expansão. Após isso, o vapor expandido é transportado diretamente para a terceira expansão na turbina de baixa pressão, sem passar pelo GV.

2.2.2. Circuito Ar-Fumos

O circuito Ar-Fumos responsabiliza-se pelo deslocamento dos produtos de combustão que proporcionam a libertação de elevada energia, onde uma certa porção é captada pelo circuito Água-Vapor e a restante revela-se como perda térmica na chaminé de exaustão.

Deste modo, a geração de vapor obtida a partir de gases de combustão quentes incide-se na combustão baseada em diversas técnicas de queima que variam consoante o combustível utilizado. Portanto, pode-se afirmar que a seleção de um determinado combustível adequa o

tipo de queima, e conseqüentemente o formato da fornalha ou câmara de combustão [19], [28].

Os combustíveis usados podem estar no estado sólido, líquido e gasoso, formados naturalmente ou artificialmente através de manufatura, como os biocombustíveis [29].

Em ambientes de produção de vapor, a utilização de combustíveis na base de hidrocarbonetos, C_xH_y , é a mais usual [20].

Para o caso de centrais térmicas alimentadas com combustíveis sólidos, como carvão e biomassa, os tipos de queima empregues são por suspensão, leito fluidizado e grelha.

A queima por suspensão/pulverização é a técnica mais utilizada em centrais termoelétricas de combustíveis sólidos com eficiências de combustão de 99% e potências instaladas até 2000 MW [19], [30]. Na figura 2.12, o carvão mineral destacado no subcapítulo 1.1 sofre processos prévios de pulverização e trituração de forma a atingir a granulometria desejada na ordem de diâmetros de partícula inferiores a $75 \mu m$ [28]. Este combustível, é transportado por auxílio do escoamento de ar para o tubo interior do queimador em que o tubo exterior concêntrico ao interior e o difusor na extremidade disponibilizam, por movimentos de rotação, a quantidade necessária de ar para ocorrer a combustão e estabilizar a chama [28], [30].

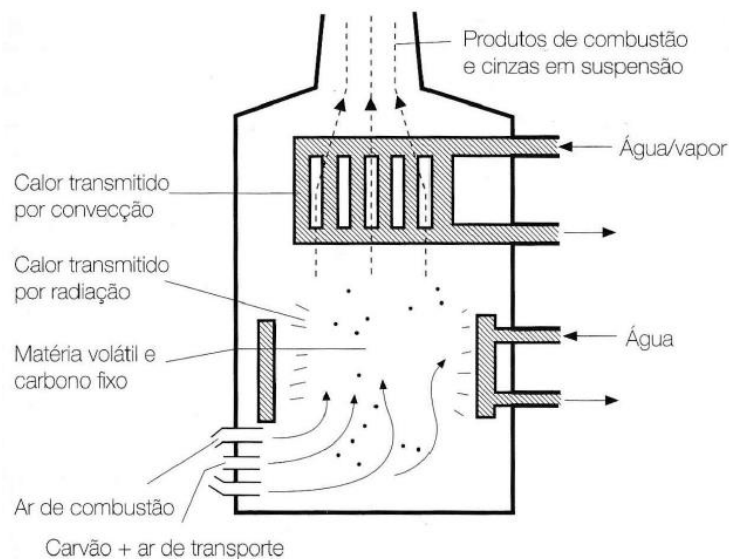


Figura 2.12 - Esquema de um GV com combustão de partículas em suspensão, adaptado de [28]

A maioria dos combustíveis sólidos que não possuam características fibrosas ou filamentosas podem ser pulverizados às dimensões desejadas e revelem valores de Poder Calorífico Inferior (PCI) adequados para realizar a combustão com ajuda do queimador, permitindo uma temperatura de combustão entre $1150 \text{ }^\circ\text{C}$ e $1750 \text{ }^\circ\text{C}$ [19], [30].

O tipo de queima por suspensão devido à vantagem de o combustível ser pulverizado permite uma velocidade de combustão superior comparativamente à queima de petróleo líquido. A nível de combate de emissões de NO_x , esta técnica usufrui de queimadores de baixas emissões de NO_x e uma grande fornalha para estabilizar a chama que provoca a diminuição do fluxo de calor, contribuindo para a minimização deste poluente. Além disso, a queima por suspensão/pulverização possibilita com tempos de resposta na variação das necessidades elétricas inferiores a GV alimentados a fuelóleo ou gás natural [19].

Para o segundo tipo de queima mencionado, a queima por leito fluidizado, representada na figura 2.13, apoia-se na combustão de combustíveis de baixo PCI com dimensões inferiores a 8 mm num aglomerado/leito de material inerte como areia, cascalho e cinzas [28], [30]. A mistura, promovida entre o combustível triturado e o leito, localizada no fundo da fornalha movimenta-se devido à admissão de ar a velocidade constante e a interação entre a mistura e o ar, favorece a queima conjunta do carbono fixo e matéria volátil em poucos instantes [28].

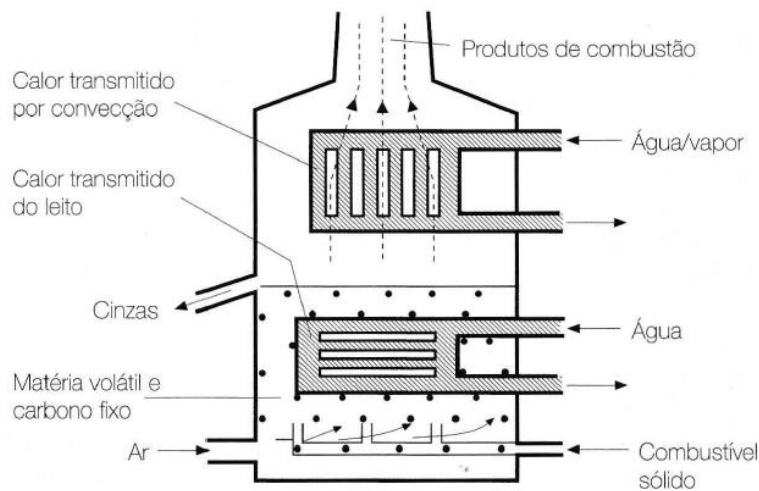


Figura 2.13 - Esquema de um GV com combustão de partículas em leito fluidizado, adaptado de [28]

O leito fluidizado é uma técnica de queima com grande flexibilidade na combustão de quaisquer combustíveis sólidos, principalmente com altas percentagens de enxofre devido à presença de adsorvente de enxofre que minimiza as emissões de SO_x [30]. A energia consumida pelos ventiladores responsável pelo movimento da mistura, para cumprir a temperatura entre 750 °C e 900 °C, é ligeiramente superior à energia necessária na pulverização do combustível realizada na técnica de suspensão [19], [30]. O tipo de queima da figura 2.13 revela eficiências de combustão muito próximas da técnica de suspensão, emite baixos níveis de NO_x , baixa tendência de corrosão nos permutadores do circuito Água-Vapor a apesar da presença do enxofre e excelente resposta às flutuações das necessidades elétricas [19].

Este tipo de queima é adequado para centrais termoelétricas de potência instalada entre 400 e 600 MW [30]. Um exemplo é o GV da central de Figueira da Foz, pela utilização de leito de areia e biomassa florestal residual como combustível, que contribui com a diminuição de riscos de incêndios [31].

Por último a nível de combustíveis sólidos, a queima por grelha, apresentada na figura 2.14, caracteriza-se pela circulação de combustível com dimensões máximas de 20 mm através de um transportador de correias que alimenta a tremonha onde posteriormente, a grelha móvel ou fixa garante a entrada do combustível para o interior da fornalha. Esta grelha encontra-se sujeita a escoamentos de ar primário e secundário em que o primário atravessa o interior e permite a queima do carbono fixo enquanto o ar secundário descola-se sobre a grelha e o combustível, de forma a garantir a combustão da matéria volátil [28].

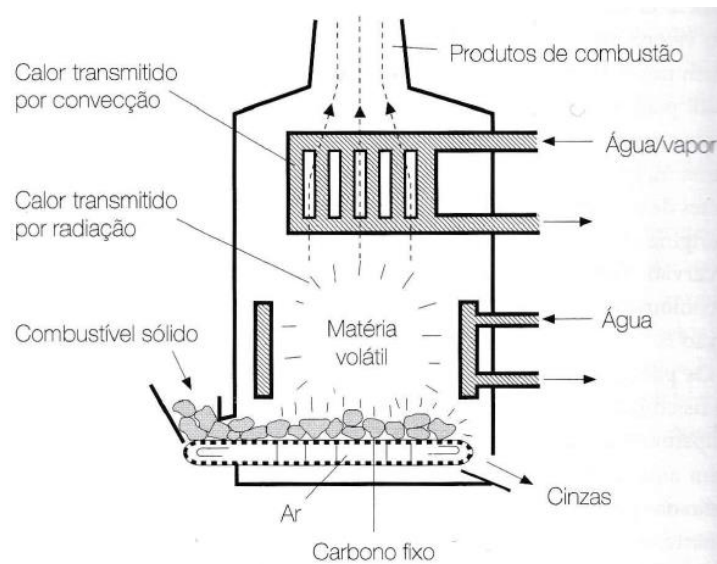


Figura 2.14 - Esquema de um GV com combustão de partículas em grelha, adaptado de [28]

O tipo de queima em grelha sofreu algum declínio ao longo do tempo devido à exigência da queima de carvão de dimensões regulamentadas com baixo teor de cinzas para não prejudicar a eficiência de combustão. Para afastar esta técnica, ainda existe a necessidade de aumentar a produção de vapor aliado com requisitos ambientais rígidos e o surgimento do tipo de queima por leito fluidizado por revelar flexibilidade na queima de combustíveis e ser menos poluente. Perante isto, a referida técnica direciona-se principalmente para a queima de biocombustíveis que se caracterizam pela baixa percentagem de enxofre e elevada humidade que eliminam praticamente as emissões de SO_x e NO_x [19]. Também se encontra presente em GV de menor magnitude na queima de biomassa, como resíduos florestais [19],

[28]. A central termoelétrica de Mortágua é um exemplo de um tipo de queima como o representado na figura 2.14 [28].

Em todas as variações do tipo de queima para combustíveis sólidos, o circuito Ar-Fumos apresenta equipamentos terminais de tratamento e filtragem, como ciclones e precipitadores eletrostáticos, para a captação de partículas do escoamento dos gases de combustão [19], [28], [30].

A queima dos restantes combustíveis, como o fuelóleo e gasóleo no caso dos líquidos e gás natural no âmbito dos gasosos, foca-se no queimador a partir da injeção separada de combustível e ar de combustão na procura da obtenção de uma chama de difusão. No entanto, a principal característica diferenciadora dos combustíveis líquidos face aos gasosos é a inserção de um atomizador na extremidade do queimador, de maneira a realizar o processo de atomização que garanta a desintegração de um jato ou película em múltiplas gotículas, formando um *spray* [19], [28].

As centrais termoelétricas de ciclo combinado em Portugal, apresentadas na tabela 2.1, têm uma queima proveniente de uma câmara de combustão do tipo anelar presente na turbina de gás natural.

Face às centrais de ciclo combinado ativas em Portugal, as estratégias de descarbonização promoveram, nos últimos anos, o encerramento de 5 centrais termoelétricas alimentadas por carvão, fuelóleo ou gasóleo, como se pode verificar na tabela 2.4.

Tabela 2.4 - Características das centrais termoelétricas desativadas na última década

Localidade	Tecnologia	Combustível utilizado	Potência total instalada (MW _e)	Ano de encerramento
Pego (Santarém)		Carvão	576	2021
Sines (Setúbal)		Carvão	1180	2020
Tunes (Faro)	Ciclo de Rankine	Gasóleo	165	2014
Setúbal (Setúbal)		Fuelóleo/gás natural	946	2013
Carregado (Lisboa)		Fuelóleo	710	2012

Por observação da tabela 2.4, a medida mais rápida e eficaz no combate ao aumento da temperatura global foi o fecho das centrais termoelétricas alimentadas a combustíveis fósseis, consideradas mais poluentes. No entanto, o princípio base deve incidir na otimização destas centrais, de modo a minimizar o consumo de combustível e conseqüentemente reduzir as emissões poluentes. Por outro lado, estas centrais ajudam a concretizar a estabilização da rede elétrica a partir de uma outra fonte fóssil que não o gás natural. A perspectiva de diversidade nos combustíveis, apesar da preocupação ambiental e económica, permitiria diminuir o peso da dependência energética de Portugal no que depende de um único fornecedor, como se verificou com a crise energética que ocorreu com o início da guerra na Ucrânia. Além disto, a aplicação de otimizações em GV das centrais desativadas incentiva a estimulação do mercado nacional, quer energético ou outros setores, bem como, preserva os investimentos efetuados historicamente.

Neste âmbito, tem existido um grande interesse em tecnologias com capacidade de mitigar as emissões de CO₂ que conduziram a diversos estudos científicos aplicados a Ciclos Combinados de Gaseificação Integrada, na literatura inglesa, *Integrated Gasification Combined Cycle* (IGCC), que aborda os princípios termodinâmicos do ciclo combinado com a utilização de carvão no estado gasoso em vez de gás natural. Esta tecnologia tem potencial de substituir as centrais convencionais a carvão uma vez que apresenta acréscimos entre 15% e 20% de eficiência e beneficia da diminuição de 40% de consumo de combustível, assim como, provoca o decréscimo das emissões de CO₂ para a mesma potência instalada. Para tal, requer a utilização de carvão mineral com baixas temperaturas de fusão das cinzas para manter a eficiência desejada entre 50% e 55%. Porém, o uso de carvão de menor qualidade apenas implica um decréscimo de 3% na eficiência [32]. Um estudo recente relativo à tecnologia IGCC de um modelo de 250 MW concluiu que o mesmo demonstra capacidade de operar de forma estável para diferentes cargas (50%, 70% e 100%) de modo a auxiliar as energias renováveis e apresenta uma eficiência, superior às centrais de carvão convencionais, de 45,7%. No entanto, nesse estudo constata-se que os equipamentos de gaseificação e separação do ar apresentam elevados consumos de energia com oportunidades de melhoria [33].

A aplicação de co-combustão na perspectiva de mistura de combustíveis no processo de combustão remete importância para minimizar as emissões poluentes, como por exemplo, carvão e amónia numa central de 600 MW onde se verificou uma redução de CO₂ de 24,08 ton/h por cada 5% de acréscimo de combustível de amónia. Também se deparou que às mesmas condições de funcionamento da central a carvão sem modificações, a central sujeita a co-combustão reflete melhorias de eficiência e fiabilidade [34]. Atualmente, a central de ciclo

combinado de Ribatejo encontra-se submetida a ensaios laboratoriais com o intuito de estudar a co-combustão de gás natural com hidrogénio ou amónia [35]. Outra otimização, utilizada em outras instalações, tem sido a mistura entre o carvão e biomassa de modo a aproveitar o uso de uma energia limpa e renovável que permite a diminuição de poluentes do efeito de estufa como, CO_2 , SO_2 e NO_x , a partir de um baixo custo de investimento e promove uma boa viabilidade [36].

Os biocombustíveis líquidos têm ganho relevância na substituição de fuelóleo em centrais térmicas, dado que remetem menores emissões poluentes e desenvolvimentos crescentes na sua eficiência [37]. Esta alternativa podia ser aplicada nas centrais termoelétricas presentes nas Regiões Autónomas dos Açores e Madeira, como verificado no subcapítulo 1.1. A seleção do combustível traduz uma decisão crucial no desempenho do equipamento térmico visto que se interliga com custos associados à disponibilidade, extração, refinação, manipulação e a impostos. Por estas razões, a importância da escolha do combustível mais adequado revela inúmeras responsabilidades que conduzem a maiores poupanças económicas, uma vez que o funcionamento de um GV ronda, tipicamente, 20 anos e estas operam além dessa duração [29].

2.3. Combustão

A combustão em centrais termoelétricas é fulcral, uma vez que é a responsável na formação dos gases de combustão de alta temperatura que se desenvolvem ao longo do circuito Ar-Fumos.

A combustão é uma reação química que transforma os reagentes, o oxigénio presente no ar e os elementos constituintes do combustível, representado na figura 2.15, em produtos a partir da oxidação do combustível de forma a libertar uma grande quantidade de energia.

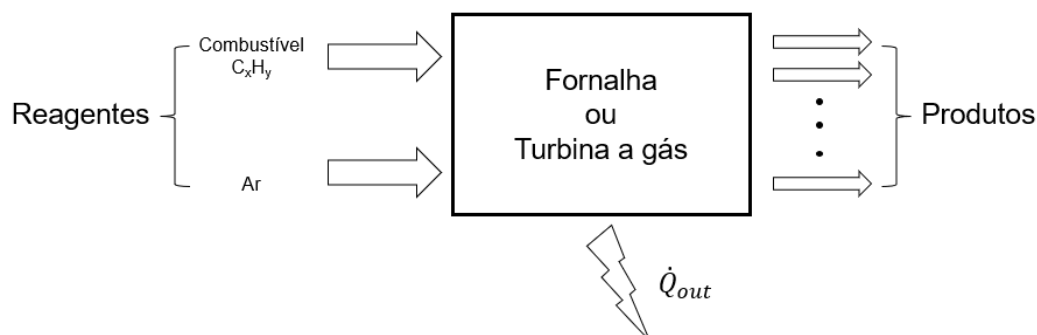


Figura 2.15 - Processo de combustão

O ar é normalmente utilizado como oxidante em processos de combustão devido à sua disponibilidade, tipicamente apresentado com uma relação de 21% de oxigénio e 79% de azoto [7].

O combustível tipicamente é um hidrocarboneto, representado da forma C_xH_y , mas pode ser apresentado pela análise volumétrica ou mássica de cada constituinte. Nessa situação, aborda-se o princípio de conservação de massa para determinar as quantidades de moles dos elementos presentes nas reações químicas até 1250 K [28].

O processo de combustão deve-se, sempre, guiar para a queima completa dos elementos constituintes do combustível com o objetivo de se evidenciar a máxima conversão de energia química em térmica. Isto acontece quando a mistura, ar e combustível, proporciona a interligação total do carbono (C) e hidrogénio (H) presente no combustível com o oxigénio do ar, de forma a originar CO_2 e H_2O . O conceito de combustão completa pode ser obtido pela implementação da quantidade mínima de ar, designada por estequiométrica, havendo conversão total dos C e H de forma a originar CO_2 e H_2O .

No entanto, os equipamentos de combustão reforçam-se pela adição de ar para além da quantidade estequiométrica de maneira a atingir, também, uma combustão completa para dar maior oportunidade de o oxigénio se juntar com o carbono e o hidrogénio. Ainda assim, esta prática tem a possibilidade de controlar a temperatura dos produtos e reduzir as emissões de NO_x [7]. Neste sentido, os equipamentos de combustão operam em função de coeficiente de excesso de ar (λ) que se relaciona com o inverso da razão de equivalência (ϕ). Uma mistura estequiométrica apresenta-se $\lambda = 1$, e os GV convencionais e câmaras de combustão de turbinas a gás remetem-se a valores de $\lambda > 1$, conduzindo a combustão através de mistura pobre.

Para evitar uma combustão incompleta precisa-se de garantir a temperatura necessária para a queima do combustível, a turbulência ao longo da mistura ar-combustível, o tempo de residência na fornalha ou câmara de combustão e a quantidade adequada de ar [38].

Um outro parâmetro que caracteriza a combustão é a temperatura adiabática de chama (T_{ad}), que é a temperatura máxima teórica dos produtos de combustão, num processo adiabático a pressão constante, ou seja, não se regista perdas de calor para a vizinhança.

Para um determinado combustível, a T_{ad} possui o seu valor máximo no caso de uma combustão estequiométrica. Neste sentido, a variação do coeficiente de excesso de ar pelo afastamento de $\lambda = 1$ influencia negativamente a temperatura atingida, como demonstra a figura 2.16 para o caso da combustão de octano líquido, C_8H_{18} , numa câmara de uma turbina a gás [7].

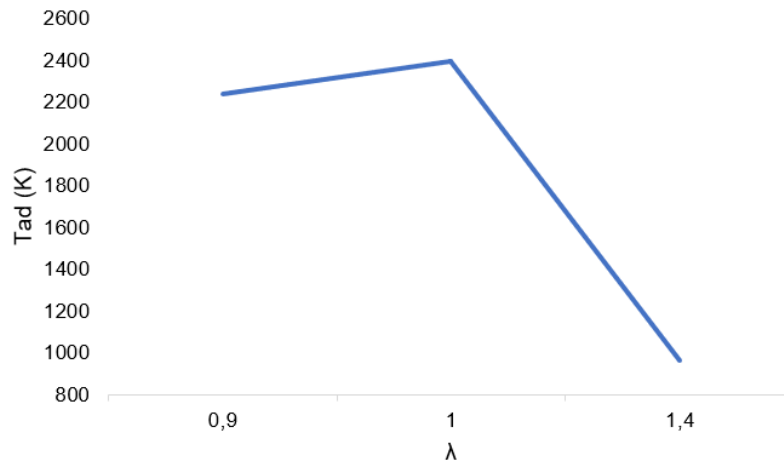


Figura 2.16 - Evolução da T_{ad} em função do λ numa combustão de octano líquido, adaptado de [7]

2.3.1. Combustível e Parâmetros da Combustão

Este subcapítulo discute as principais propriedades e características dos três tipos de combustíveis de caráter convencional, mencionados em 2.2.2, que influenciam a combustão realizada num GV.

Perante a literatura, as propriedades físicas dos combustíveis apresentam uma maior variedade de elementos que o hidrocarboneto genérico dito anteriormente, C_xH_y . Na realidade, deve-se abordar a forma $C_xH_yS_zO_wN_u$ pela presença de oxigénio, enxofre (S) no caso dos combustíveis sólidos e líquidos e por fim o azoto (N).

No âmbito de combustíveis sólidos, é de destacar o carvão mineral composto pelas famílias de hulha ou carvão betuminoso, antracite, coque e lenhite que encontram disponíveis no anexo A.

Apesar da quantidade de carbono ser importante a nível energético, é de salientar que a percentagem de componentes voláteis, cinzas, temperatura de fusão das anteriores, humidade, poder calorífico, massa específica, porosidade e calor específico a pressão constante são características a ter em conta na seleção do tipo de carvão [18].

As cinzas que compõem os resíduos do carvão originadas ao longo da combustão constituem-se, principalmente, de alumínio, cálcio, ferro e magnésio [29]. A presença das cinzas apresenta um caráter prejudicial à eficiência da combustão que contribui para a necessidade de monitorização. A escolha de um carvão denso contribui para a maior aglomeração de cinzas no qual a sua temperatura de fusão caracteriza valores elevados que, por vezes, o GV não apresenta capacidade para eliminá-las [18].

Por outro lado, observa-se o crescimento das energias térmicas renováveis, assim como, a biomassa através da queima de lenhas, resíduos vegetais e sólidos urbanos, bem como

licores sulfíticos no qual revelam capacidade, em centrais dedicadas, de promover eletricidade pela libertação de calor armazenada na matéria orgânica [2]. Apesar de ocorrer a queima das referidas fontes e proporcionar a libertação de CO₂ para o ambiente, este tipo de combustível consideram-se como energia limpa, dado que se baseiam no ciclo de carbono.

O ciclo de carbono, presente na figura 2.17, consiste na preservação da matéria orgânica apoiada no processo de fotossíntese, processo no qual a energia solar é absorvida pelas plantas de forma a transformar a energia química em matéria orgânica. Esta matéria ao ser colocada num GV de forma a proceder à combustão, o oxigénio do ar atmosférico, previamente promovido pelas plantas, reage com o carbono orgânico que promove a conversão da quantidade necessária de CO₂ para restabelecer as condições da fotossíntese [39].

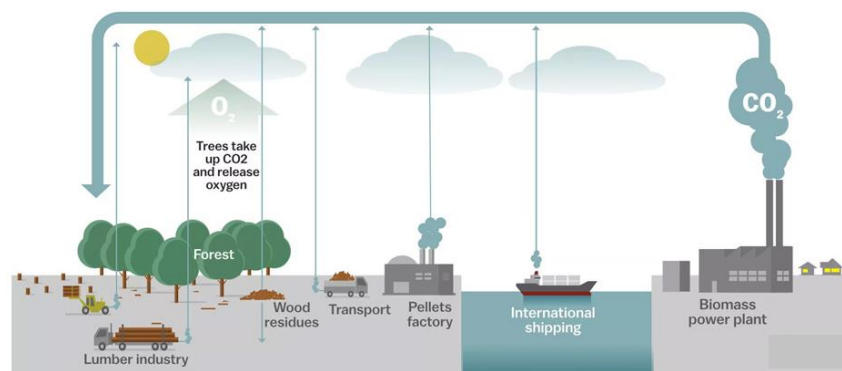


Figura 2.17 - Ciclo da biomassa

O anexo B dispõe as propriedades do combustível sólido renovável de diferentes tipos de biomassa.

No campo dos combustíveis líquidos, grande parte advém do petróleo tratado em refinarias de modo a realizar a destilação fracionada e disponibilizar a distinção entre combustíveis leves e pesados, sendo que o último apresenta menor percentagem elementar de hidrogénio relativamente aos leves [20].

O anexo C retrata as propriedades dos combustíveis líquidos derivados do petróleo mais utilizados em GV e câmaras de combustão de turbina a gás.

Na tabela 2.5 apresentam-se as propriedades de um exemplo de biocombustível líquido, constituído por óleo de palma e biodiesel, que revela vantagens a nível de cinzas e conteúdo elementar a nível de enxofre (S) e azoto (N), confirmando o seu impacto positivo em termos de emissões de SO_x e NO_x, praticamente nulas [19], [37]. Porém, do ponto de vista energético,

carece de maiores quantidades de caudal de combustível comparativamente ao fuelóleo devido ao menor PCI [37].

Tabela 2.5 - Propriedades de um exemplo de biocombustível líquido, adaptado de [37]

	C (%)*	H (%)*	N (%)*	S (%)*	O (%)*	Cinzas (%)*	PCI (MJ/kg)	ρ a 15°C (kg/m ³)
Biocombustível	77,3	12,3	0,012	0,005	9,8	0,026	36,98	995

* % em termos de massa

Em termos de fase gasosa, os combustíveis mais recorrentes em câmaras de combustão de turbina a gás são aqueles que se apoiam na constituição do metano, CH₄, como é o caso do gás natural [18]. No entanto, existem diversas variações de gases combustíveis que se relacionam com os seus processos químicos, tal como, o gás de refinaria, de alto forno e de gasógeno [20]. Além disso, o gás natural encontra-se restringido ao local de produção e extração, bem como, a rede de distribuição e também, revelam composições elementares tão distintas que sugere a aplicação de ensaio laboratoriais para obtenção de dados experimentais [20].

O anexo D informa a composição dos gases mencionados e a localização da produção do gás natural que pesam na importação nacional.

Pelo anexo D, verifica-se que o gás de refinaria apresenta melhor conteúdo energético relativamente ao grupo de gases manufacturados, com a vantagem de diminuir o consumo de combustível dado que possui maior percentagem de outros hidrocarbonetos.

Outro parâmetro muito importante na combustão é o λ que proporciona a combustão ser o mais completa possível. Além disso, a T_{ad} diminui com a adição contínua de ar na combustão e por esse motivo, para manter um valor de temperatura de chama desejado, é necessário aumentar o consumo de combustível. Como vantagem, esta prática proporciona a diminuição da concentração das emissões de CO₂ pela maior libertação de O₂ nos gases de combustão.

Deste modo, a tabela 2.6 apresenta a gama de λ , em função do tipo de combustível e técnica de queima abordadas no subcapítulo 2.2.2 [18].

Tabela 2.6 – Valores de λ recomendados consoante as técnicas de queima, adaptado de [18]

Combustível	Técnica de queima	λ
Carvão	Em grelha	1,35 – 1,5
Carvão	Em suspensão	1,10 – 1,30
Lenhite	Em grelha	1,2 – 1,35
Fuelóleo	Queimador com atomizador	1,10 – 1,30
Gás	Queimador	1,05 – 1,20

Apesar das centrais termoelétricas a fuelóleo, usufruírem de queimadores eficientes e de elevada complexidade, os valores apresentados na tabela 2.6 podem ser conservadores no âmbito da combustão. De tal forma, é usual diminuir a massa adicional de ar para um coeficiente de 1,1 dado que se regista valores de monóxido de carbono (CO) muito pouco significativos [18].

Perante isto, um estudo realizado através de um modelo matemático, determinou os valores de λ ótimos para quatro cargas distintas de um GV de 660 MW apoiada pela pulverização/suspensão de carvão [40]. Verifica-se que este GV em regimes de baixa carga deve operar com λ elevado, mas dificulta a transferência de calor por radiação, dando mais oportunidade à transferência por convecção. Além disso, a eficiência exergetica do GV diminui com a variação do excesso de ar, o que motiva a combustão incompleta e maior temperatura dos gases pela chaminé [40]. Na tabela 2.7 resume-se a gama ótima de λ para 100%, 75%, 50% e 30% de carga de forma o GV operar na máxima eficiência térmica.

Tabela 2.7 - Coeficientes de excesso de ar ótimos de um gerador de vapor de 660 MW para diferentes tipos de carvão [40]

Carga (%)	Hulha	Antracite	Lenhite
100	1,12 – 1,18	1,15 – 1,21	1,21 – 1,28
75	1,14 – 1,20	1,18 – 1,23	1,23 – 1,29
50	1,18 – 1,24	1,21 – 1,27	1,27 – 1,34
30	1,24 – 1,31	1,28 – 1,36	1,36 – 1,45

2.3.2. Ferramentas Numéricas

As ferramentas numéricas tornaram-se, cada vez mais, um instrumento necessário no estudo do escoamento reativo que se desenvolve em equipamentos de combustão, como é o caso de câmaras de combustão de turbinas a gás e as fornalhas dos GV convencionais [28].

Perante os combustíveis destacados no subcapítulo 2.3.1, analisou-se estudos relativos ao processo de combustão associados à queima de combustíveis utilizados em gerador de vapor e câmaras de combustão, historicamente, presentes nas centrais portuguesas, como por exemplo, biomassa, gás natural e carvão.

Desta forma, os parâmetros considerados mais importantes para a caracterização do modelo de combustão de uma central termoelétrica são: a composição elementar e imediata, PCI, ρ do combustível, λ , temperatura de pré-aquecimento do ar seco, caudal mássico de combustível e de ar [29], [41-50]. Em termos de variáveis de saída, a literatura determina, principalmente, o perfil dos gases de combustão com foco na temperatura máxima de combustão ou T_{ad} a partir da evidência de perdas térmicas muito pouco significativas, e no ponto de vista ecológico, calculam a composição elementar das emissões poluentes, tais como, CO₂, CO e NO_x [29], [41-50].

Tendo em conta isto, a nível quantitativo, as tabelas 2.8 a 2.10 apresentam os parâmetros de entrada e saída típicos na simulação de GV para biomassa, carvão e gás natural, respetivamente.

Tabela 2.8 - Análise elementar típica na simulação de GV para biomassa e carvão

Análise elementar	Biomassa	Carvão
C (%)	38,8-59 [28], [41], [42], [43]	54-93 [28], [40], [44]
H (%)	4,6-8,5 [28], [41], [42], [43]	3-5,6 [28], [40], [44]
N (%)	0,06-1,86 [28], [41], [42], [43]	0,35-1,7 [28], [40], [44]
S (%)	< 0,3 [28], [41], [42], [43]	0,3-2,6 [28], [40], [44]
O (%)	26-49,25 [28], [41], [42], [43]	1,3-10,9 [28], [40], [44]

Tabela 2.9 – Análise imediata típica na simulação de GV para biomassa e carvão

Análise imediata	Biomassa	Carvão
Humidade* (%)	7,5-16,7 [28], [41], [42], [43]	3,4-8 [28], [40], [44]
Matéria volátil* (%)	57,6-75,9 [28], [41], [42], [43]	7,5-36,7 [28], [40], [44]
Cinzas* (%)	0,2-15,6 [28]	3-26 [28], [40], [44]
PCI (MJ/kg)	13,88-19,8 [28], [41]	21,3-35,3 [28], [40], [44]
Temperatura de combustão (K)	300-1600 [41], [42], [45]	400-1900 [40], [44]
T_{ad} (K)	1073-2050 [28], [45]	2224-2330 [28], [40]
λ	1,2-6 [41], [42], [43], [45]	1,1-3 [18], [40], [46]

Tabela 2.10 - Parâmetros de entrada e saída típicos na simulação de GV ou câmaras de combustão de turbina a gás alimentadas a gás natural

Análise elementar	Gás natural
CH ₄	81-99 [28], [47], [48]
C ₂ H ₆	1,096-9 [28], [47], [48]
C ₃ H ₈	0,136-2,7 [28], [47], [48]
C ₄ H ₁₀	0,1-1,1 [28], [47]
CO ₂	0,7-2,54 [28], [48]
N ₂	0,001-14,6 [28], [47], [48]
PCI (MJ/kg)	37,45-49,11 [28], [48]
Temperatura de combustão (K)	640-2191 [47], [48]
T_{ad} (K)	1050-2430 [28], [45], [49]
λ	1,05-5,5 [47], [48], [49]

As tabelas 2.8 a 2.10 destacam a variação da composição elementar e PCI, entre combustíveis que impactam o consumo de combustível do GV e produção elétrica da central, influenciando a dependência energética nacional. O exemplo da biomassa, como combustível renovável, possui menor PCI relativamente aos restantes, que resulta no maior consumo de combustível para a mesma necessidade elétrica. O capítulo 3 foca-se na possibilidade de requalificar a central de Sines a carvão a partir da avaliação de diversificação de combustíveis para diminuir a dependência energética, tendo em conta as metas de descarbonização no âmbito das emissões de CO₂ e NO_x

3. Metodologia

Perante o subcapítulo 1.1, Portugal enfrenta um problema de dependência energética devido ao aumento significativo da produção de eletricidade por fontes renováveis que não cumprem, diariamente, as necessidades da rede elétrica. Por este motivo, a continuação das centrais termoelétricas torna-se importante para preencher as lacunas existentes no setor elétrico e reduzir a dependência energética. Atualmente, verifica-se o encerramento precoce de várias centrais térmicas de fontes não renováveis, conforme mostra a tabela 2.4.

Um exemplo é a maior central de Portugal alimentada a carvão, localizada em Sines. Esta central, composta por quatro grupos geradores de eletricidade, suportava a rede elétrica diariamente até 2018 nas condições máximas de potência útil, como verificado na tabela 1.1 [50]. No entanto, em 2019, ainda operou de forma máxima nas estações de inverno e verão, com uma diminuição para metade na primavera [51]. Em 2020, a central encontrava-se ativada apenas com um grupo, operando a 1/4 da potência máxima útil do grupo devido ao início do processo de encerramento [52]. Em 2021, a central de Sines encerrou todos os grupos e transferiu a responsabilidade de garantir as necessidades elétricas para as energias renováveis, que nos dias de hoje não tiveram capacidade suficiente [53]. Como resultado, houve um aumento na importação de eletricidade com a Europa e o apoio constante de centrais de ciclo combinado a gás natural para combater a dependência energética.

Tomando como referência os dados de 2018, cada grupo da Central de Sines operava com uma potência máxima útil de 314 MW, utilizando carvão do tipo hulha e antracite, como reparado na tabela 1.1 [54]. No entanto, o investimento empregue a um sistema de dessulfuração para o tratamento de emissões de SO_x comprometeu a potência máxima útil do grupo (\dot{W}_u) para 295 MW [54]. Além disso, a Central apresentava uma eficiência global (η_o) de 37,8% e registou, em 2017, uma emissão de CO_2 por eletricidade produzida de 0,89 ton CO_2 /MWh_e, a mais baixa da Península Ibérica [55].

O gerador de vapor (GV) de um grupo da Central de Sines, nas condições descritas, produzia um caudal mássico de vapor (\dot{m}_A) de 263,89 kg/s a 167 bar e 535 °C, como temperatura de sobreaquecimento para a turbina da alta pressão. Posteriormente, o vapor era reaquecido a 44 bar de forma a atingir a temperatura ideal de reaquecimento de 535 °C à entrada da turbina de média pressão [56], como se verifica nos fundamentos do reaquecedor no subcapítulo 2.2.1.

A metodologia do modelo numérico baseia-se nos fundamentos de combustão e termodinâmica para simular, termicamente, o GV da central de Sines em função da potência

útil máxima do grupo, rendimento global e especificações do combustível. O modelo desenvolvido analisa os requisitos ambientais exigidos em centrais termoelétricas a carvão, focando nas emissões de CO₂ relacionadas com o consumo de combustível e os níveis de NO_x em função de λ . Adicionalmente, outros parâmetros foram avaliados, tais como a gama de λ para diferentes combustíveis, cumprindo sempre as condições térmicas típicas da Central de Sines, como o calor transferido no GV (\dot{Q}_{in}) calculado pela equação (3.17) e a potência útil do grupo (\dot{W}_u) de 295 MW para representar as condições mencionadas de pressão e temperatura do vapor.

O diagrama simplificado da figura 3.1 resume o objetivo deste trabalho que pretende avaliar termicamente e ecologicamente a solução de reativar um grupo gerador da Central de Sines com o uso de outros combustíveis, aproveitando os equipamentos investidos no circuito Água-Vapor e Ar-Fumos.

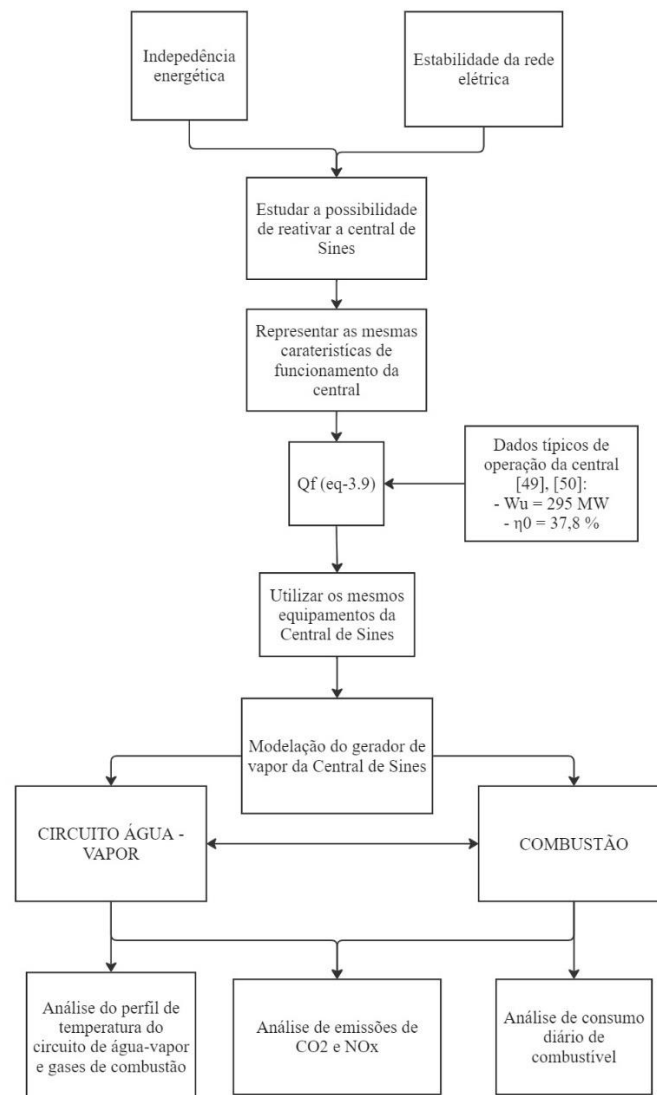


Figura 3.1 - Diagrama simplificado da metodologia utilizada para o GV de Sines

A figura 3.2 ilustra uma visão pormenorizada da metodologia empregue no circuito Ar-Fumos (combustão) que utiliza os conceitos do início do capítulo 3 na caracterização do combustível, subcapítulos 3.1 e 3.4.

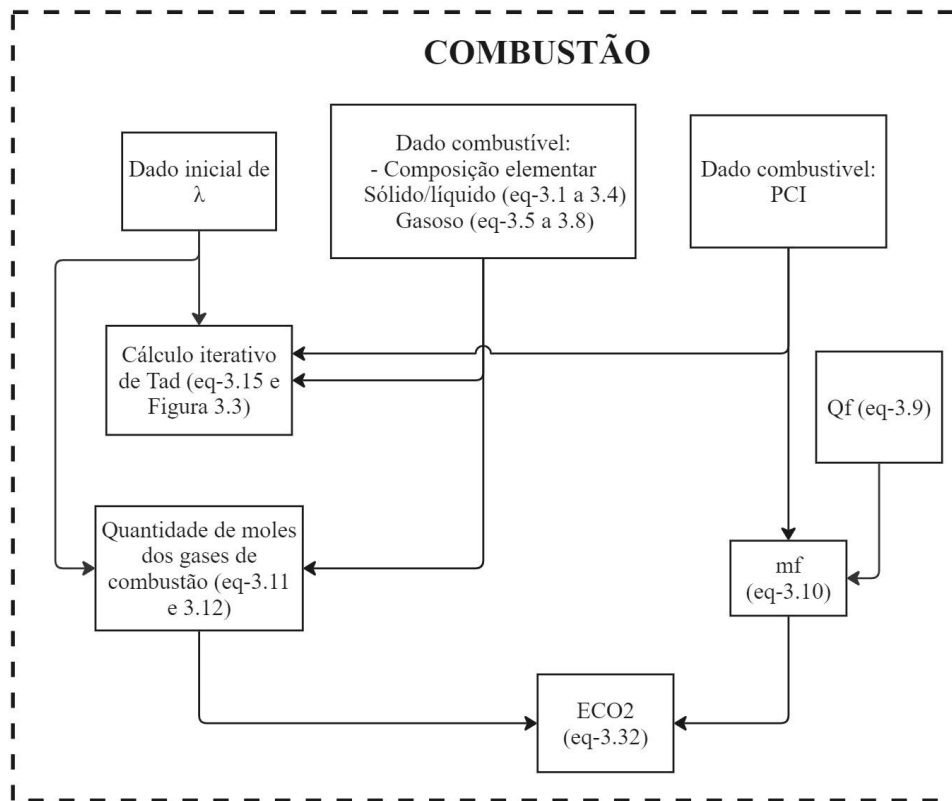


Figura 3.2 - Diagrama do circuito Ar-Fumos (combustão)

A técnica de dessulfuração adotada no GV do grupo permite a redução significativa de emissões de SO_2 , mais comuns na queima de petróleo e, em menor proporção no carvão, o que reforça a pouca importância quando na análise de combustão. Assim, e de acordo com o último investimento efetuado na Central de Sines, o modelo elaborado não necessita de levar em conta a quantidade de enxofre (S) presente no combustível, bastando apenas caracterizar o combustível na forma genérica de $\text{C}_x\text{H}_y\text{N}_z\text{O}_w$.

A introdução da composição do combustível no modelo advém da análise elementar realizada para cada tipo de combustível, que deverá ter como base o que foi descrito no subcapítulo 2.3.1. Deste modo, a implementação de combustíveis sólidos ou líquidos associam-se a valores percentuais de fração mássica de carbono (C), hidrogénio (H), azoto (N) e oxigénio (O). No caso dos combustíveis gasosos são admitidos pela fração molar, em percentagem, de CH_4 , C_2H_6 , C_3H_8 , C_4H_{10} , CO_2 , N_2 , CO , O_2 , H_2 e outro hidrocarboneto gasoso adicional para ampliar a flexibilidade do modelo na introdução de dados do combustível.

Na situação de queima de combustíveis sólidos ou líquidos, a determinação do número de átomos segue as equações (3.1) a (3.4).

$$x = \frac{\%C}{M_C} \quad (3.1)$$

$$y = \frac{\%H}{M_H} \quad (3.2)$$

$$z = \frac{\%N}{M_N} \quad (3.3)$$

$$w = \frac{\%O}{M_O} \quad (3.4)$$

Onde,

x, y, z, w – Número de átomos de carbono livre (C), hidrogénio livre (H), azoto livre (N) e oxigénio livre (O), respetivamente, para a designação de $C_xH_yN_zO_w$ [kmol].

$\%C, \%H, \%N, \%O$ – fração mássica carbono livre (C), hidrogénio livre (H), azoto livre (N) e oxigénio livre (O), respetivamente, [%].

M_C, M_H, M_N, M_O – massa molar de carbono livre (C), hidrogénio livre (H), azoto livre (N) e oxigénio livre (O), [kg/kmol].

As equações (3.5) a (3.8) demonstram a obtenção do número de átomos para combustíveis gasosos.

$$x = \frac{\%CH_4}{100} + 2 \frac{\%C_2H_6}{100} + 3 \frac{\%C_3H_8}{100} + 4 \frac{\%C_4H_{10}}{100} + \frac{\%CO_2}{100} + \frac{\%CO}{100} + n \frac{\%C_nH_m}{100} \quad (3.5)$$

$$y = 4 \frac{\%CH_4}{100} + 6 \frac{\%C_2H_6}{100} + 8 \frac{\%C_3H_8}{100} + 10 \frac{\%C_4H_{10}}{100} + 2 \frac{\%H_2}{100} + m \frac{\%C_nH_m}{100} \quad (3.6)$$

$$z = 2 \frac{\%N_2}{100} \quad (3.7)$$

$$w = 2 \frac{\%CO_2}{100} + \frac{\%CO}{100} + 2 \frac{\%O_2}{100} \quad (3.8)$$

Onde,

$\%CH_4, \%C_2H_6, \%C_3H_8, \%C_4H_{10}, \%CO_2, \%N_2, \%CO, \%O_2, \%H_2$ – Fração molar de metano, etano, propano, butano, dióxido de carbono, azoto, monóxido de carbono, oxigénio, hidrogénio, respetivamente [%].

$\%C_nH_m$ - Fração molar do hidrocarboneto gasoso adicional diferente de metano, etano, propano e butano [%].

3.1. Câmara de Combustão

Com auxílio da figura 3.1 e a partir das características gerais da central de Sines, como a eficiência global e potência máxima útil do grupo, define-se a quantidade de calor obtido pela queima de um combustível genérico pela equação (3.9), que indica a energia disponível por combustão no GV da Central de Sines, para a produção constante de potência útil de 295 MW.

$$\dot{Q}_f = \frac{\dot{W}_u}{\eta_o} \quad (3.9)$$

Onde,

\dot{Q}_f – Calor de combustão ou contido no combustível [MW].

\dot{W}_u - Potência útil do grupo gerador [MW].

η_o – Eficiência da central [%].

A partir do PCI do combustível ou da mistura de combustíveis, no caso de ocorrer co-combustão, determina-se o caudal mássico de combustível através da equação (3.10).

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{Q}_f}{PCI} \quad (3.10)$$

Onde,

\dot{m}_f – Caudal mássico de combustível ou da mistura de combustíveis [kg/s].

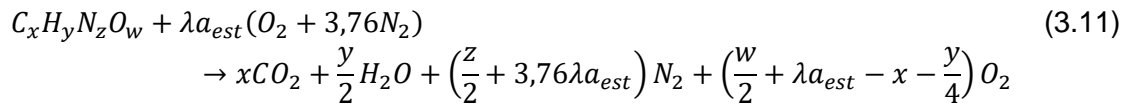
PCI – Poder calorífico inferior do combustível ou da mistura de combustíveis [MJ/kg].

Uma vez alcançado a quantidade de combustível necessária para ativar o GV do grupo de Sines para a condição de máxima de potência útil, inicia-se a análise de combustão de modo a quantificar os produtos e a temperatura adiabática de chama (sem perdas de calor e pressão).

A análise realizada, assume combustão completa, ou seja, não se admite a dissociação de produtos a altas temperaturas, o que apenas resulta na emissão de CO₂, H₂O, N₂ e O₂. Para o efeito, e como mencionado no subcapítulo 2.3, o GV opera, tipicamente, em condições de excesso de ar ($\lambda > 1$) ou mistura pobre.

O balanço de massa aos átomos avalia os produtos resultantes e a quantidade global de ar necessário sem haver a distinção de ar primário e secundário. Para tal, a equação química

(3.11) reflete o balanço mencionado para o caso estequiométrico ($\lambda = 1$), com excesso de ar ($\lambda > 1$) e assumindo co-combustão.



Onde,

λ – Coeficiente de excesso de ar [adimensional].

a_{est} – Quantidade estequiométrica de ar [kmol].

A quantidade estequiométrica de ar, da equação (3.11), obtém-se através da equação (3.12).

$$a_{est} = x + \frac{y}{4} - \frac{w}{2} \quad (3.12)$$

Em consideração aos parâmetros calculados em (3.10) e (3.12), obtém-se o caudal mássico de ar necessário para se misturar com o combustível e favorecer a combustão completa no GV de Sines.

$$\dot{m}_{ar} = AF_{real}\dot{m}_f = \frac{\lambda a_{est}[M_{O_2} + 3,76M_{N_2}]}{M_f}\dot{m}_f \quad (3.13)$$

Onde,

\dot{m}_{ar} – Caudal mássico de ar de combustão [kg/s].

AF_{real} – Relação real de ar-combustível [adimensional].

M_f – Massa molar combustível ou mistura de combustíveis [kg/kmol].

M_{O_2}, M_{N_2} – Massa molar do oxigénio e azoto presente no ar de combustão [kg/kmol].

Em complemento à equação (3.13), a massa molar do combustível ou de mistura de combustíveis determina-se pela equação (3.14).

$$M_f = xM_C + yM_H + zM_N + wM_O \quad (3.14)$$

A figura 3.3 apresenta a sequência simplificada do bloco presente na figura 3.2 para o cálculo da temperatura adiabática de chama a pressão constante (T_{ad}), parâmetro apresentado no subcapítulo 2.3.

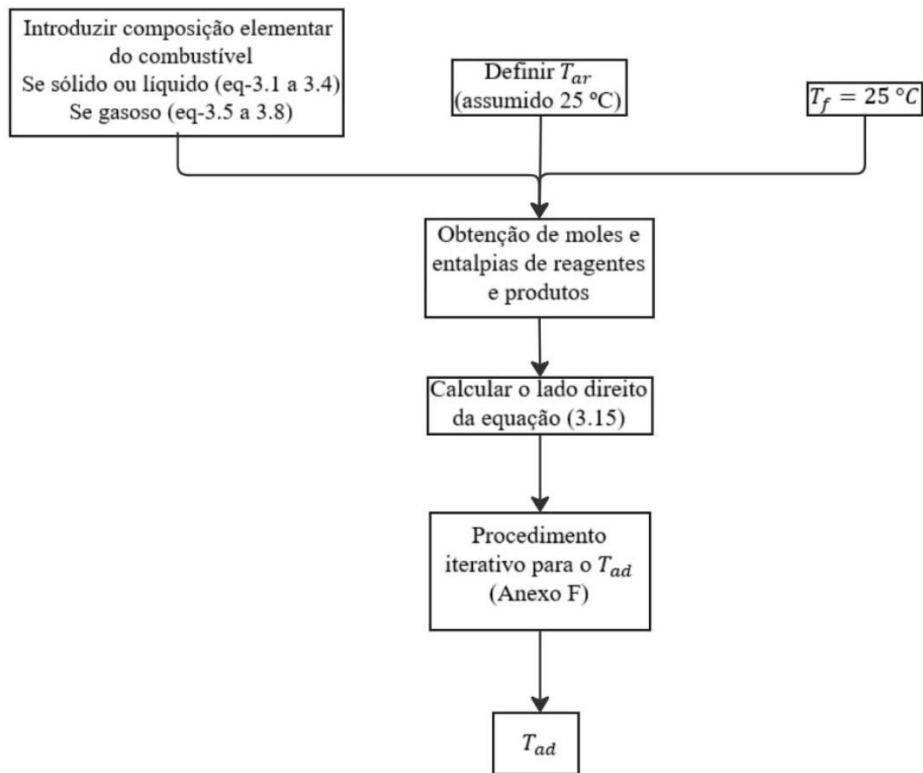


Figura 3.3 - Diagrama simplificado do cálculo da temperatura adiabática de chama (T_{ad})

O anexo F demonstra o procedimento iterativo com maior pormenor a partir da equação (3.15).

$$\sum_{p=1}^k n_p (\overline{h}(T_{it}))_p = |\Delta H_R^0| + \sum_{r=1}^n n_r (\overline{h}(T) - \overline{h}^0)_r + \sum_{p=1}^k n_p (\overline{h}^0)_p \quad (3.15)$$

Onde,

n_p – Quantidade do produto de combustão “p” em “k” elementos presentes nos gases de combustão [kmol].

$(\overline{h}(T_{it}))_p$ – Entalpia específica em base molar do produto de combustão “p” para a temperatura em iteração T_{it} para o cálculo de T_{ad} (temperatura adiabática de chama) [kJ/kmol].

n_r – Quantidade do reagente “r” em “n” elementos presentes nos reagentes [kmol].

$(\overline{h}(T))_r$ – Entalpia específica em base molar do reagente “r” para a temperatura admitida, T_r [kJ/kmol].

\overline{h}^0 – Entalpia específica em base molar nas condições padrão de 25 °C e 1 atm para o produto “p” ou reagente “r” [kJ/kmol].

$|\Delta H_R^0|$ – Módulo da entalpia de combustão padrão [kJ/kmol].

A entalpia de formação enquadra-se com os princípios do estado de referência padrão (sobrescrito, “0”) que tem em conta as condições de temperatura de 25 °C e pressão atmosférica. A parcela da diferença de entalpias foca-se na energia necessária de elevar a temperatura de referência/padrão até à temperatura de entrada do reagente ou produto de combustão. Já, a entalpia de combustão padrão corresponde à energia necessária para a conversão dos reagentes em produtos de combustão a uma determinada temperatura [28].

A maioria da queima de combustíveis, exceto os do tipo líquido devido à sua viscosidade, encontram-se, tipicamente, a uma temperatura de admissão (T_f) de 25 °C que permite a parcela de energia sensível do combustível sempre nula.

A entalpia de combustão padrão, em módulo, determina-se pela equação (3.16).

$$|\Delta H_R^0| = M_f PCI \quad (3.16)$$

Onde,

$|\Delta H_R^0|$ – Módulo da entalpia de combustão padrão [kJ/kmol].

M_f – Massa molar combustível ou mistura de combustíveis [kg/kmol].

PCI – Poder calorífico inferior do combustível ou da mistura de combustíveis [kJ/kg].

3.2. Calor dos permutadores do gerador de vapor

Uma vez obtido a energia disponível presente na combustão do GV de Sines que se relaciona com a sua T_{ad} , inicia-se a modelação do circuito Água-Vapor a partir das condições termodinâmicas disponibilizadas no grupo da Central de Sines.

A figura 3.4 apresenta, pormenorizadamente, a metodologia incidida neste circuito que aborda os conceitos dos subcapítulos 3.2 a 3.4.

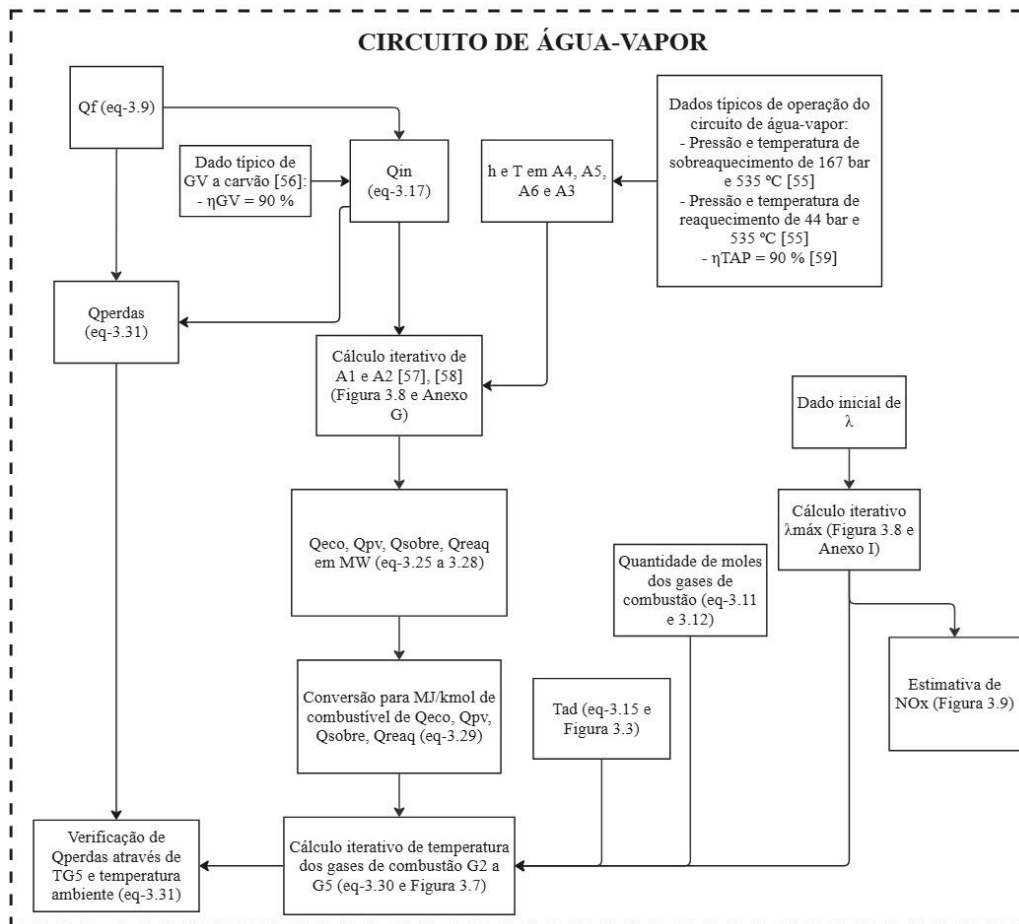


Figura 3.4 - Diagrama pormenorizado do circuito Água-Vapor

O anexo E mostra o diagrama geral sobre a metodologia do modelo numérico que engloba o circuito Água-Vapor e Ar-Fumos (combustão) e as interligações.

A partir das características gerais da central mencionadas no subcapítulo 3.1 e na figura 3.4, determina-se pela equação (3.17), o calor global transferido para o circuito Água-Vapor do GV de Sines através do calor de combustão obtido em (3.9) e do conhecimento de eficiência média típica de GV a carvão de 90% [57].

$$\dot{Q}_{in} = \eta_{GV} \dot{Q}_f \quad (3.17)$$

Onde,

\dot{Q}_{in} – Calor global transferido para o circuito Água-Vapor do GV [MW].

η_{GV} – Eficiência média típica de gerador de vapor alimentado a carvão de 90% [57].

A figura 3.5 define a sequência e a nomenclatura dos pontos termodinâmicos do lado do fluido de trabalho do circuito Água-Vapor (A1-A6) e do lado dos gases de combustão do circuito Ar-Fumos (G1-G5), assumindo que não existem perdas de carga e de calor entre equipamentos.

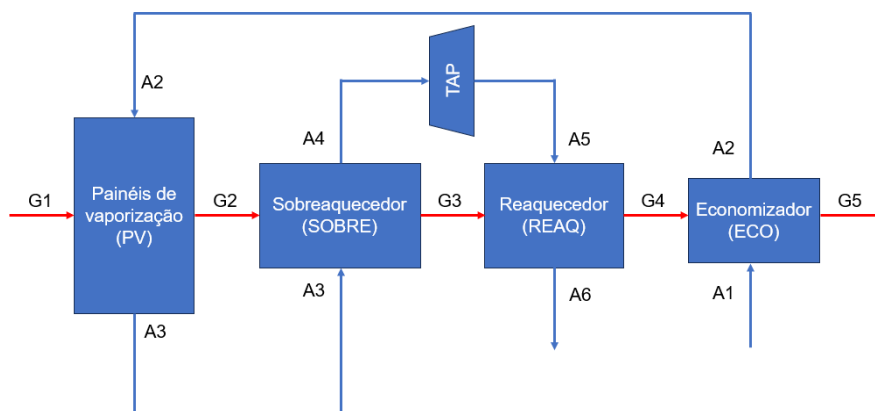


Figura 3.5 - Localização e nomenclatura dos pontos de ambos fluidos ao longo do gerador de vapor

A tabela 3.1 apresenta as condições típicas de serviço do circuito Água-Vapor do GV instalado na Central de Sines para a potência útil máxima de 295 MW. Consta-se que a informação da temperatura à entrada e saída do economizador (A1 e A2, respetivamente), bem como, a temperatura à saída dos PV não se encontra disponível. No entanto, estas temperaturas foram calculadas através do modelo desenvolvido.

Tabela 3.1 - Condições de pressão e temperatura conhecidas do circuito Água-Vapor do GV de Sines

Designação	Dados conhecidos
Entrada do economizador (A1)	$P_{A1} = 167 \text{ bar}$ [56]
Saída do economizador/entrada dos painéis de vaporização (A2)	$P_{A2} = 167 \text{ bar}$ [56] $\Delta T_{ECO} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ [58], [59]
Saída dos painéis de vaporização/entrada do sobreaquecedor (A3)	$P_{A3} = 167 \text{ bar}$ [56] Vapor saturado [58], [59]
Saída do sobreaquecedor (A4)	$P_{A4} = 167 \text{ bar}$ $T_{A4} = 535 \text{ }^\circ\text{C}$ [56]
Entrada do reaquecedor (A5)	$P_{A5} = 44 \text{ bar}$ [56] $\eta_{TAP} = 90\%$ [60]
Saída do reaquecedor (A6)	$P_{A6} = 44 \text{ bar}$ $T_{A6} = 535 \text{ }^\circ\text{C}$ [56]

Com base nos dados iniciais e conhecidos da tabela 3.1, calcula-se a entalpia específica dos seis pontos termodinâmicos (A1 a A6), conforme explicado a seguir. Em primeiro lugar, verifica-se que a saída do sobreaquecedor (A4) está na fase de vapor sobreaquecido e determina-se a entalpia e entropia específica em função da pressão de 167 bar e temperatura de 535 °C, como mostra a tabela 3.1.

O procedimento de cálculo da entalpia específica à saída do reaquecedor (A6) coincide com o realizado no ponto de saída do sobreaquecedor (A4), mas para as condições conhecidas pela tabela 3.1 de pressão de reaquecimento de 44 bar e temperatura de 535 °C.

Relativamente ao ponto de entrada do reaquecedor (A5), determina-se, primeiro, a entalpia específica nas condições isentrópicas a 44 bar (tabela 3.1) pela verificação do seu estado entre mistura e vapor sobreaquecido, como demonstrado na equação (3.18).

$$h_{A5s} \begin{cases} h(P_{A5} = 44 \text{ bar}; s_{A4}) , & s_{A4} > s_g(P_{A5} = 44 \text{ bar}) \\ h_f(P_{A5}) + \frac{s_{A4} - s_f(P_{A5})}{s_g(P_{A5}) - s_f(P_{A5})} [h_g(P_{A5}) - h_f(P_{A5})] , & s_{A4} \leq s_g(P_{A5} = 44 \text{ bar}) \end{cases} \quad (3.18)$$

Onde,

h_{A5} – Entalpia específica isentrópica à entrada do reaquecedor [kJ/kg]

$h_g(P_{A5}), s_g(P_{A5})$ – Entalpia específica e entropia específica a vapor saturado à pressão de entrada do reaquecedor [kJ/kg] e [kJ/kg.K], respetivamente.

$h_f(P_{A5}), s_f(P_{A5})$ – Entalpia específica e entropia específica a líquido saturado à pressão de entrada do reaquecedor, [kJ/kg]. e [kJ/kg.K], respetivamente.

s_{A4} – Entropia específica à saída do sobreaquecedor [kJ/kg.K].

A equação (3.19) determina a entalpia específica real do ponto A5 em função de h_{A5s} calculado em (3.18) e da estimativa de uma eficiência isentrópica de 90% típica de uma TAP presente numa central alimentada a carvão [60].

$$h_{A5} = h_{A4} - \frac{\eta_{TAP}}{100} (h_{A4} - h_{A5s}) \quad (3.19)$$

Onde,

h_{A5} – Entalpia específica real à entrada do reaquecedor [kJ/kg].

h_{A4} – Entalpia específica à saída do sobreaquecedor [kJ/kg].

η_{TAP} – Eficiência isentrópica de TAP [%].

h_{A5s} – Entalpia específica isentrópica à entrada do reaquecedor [kJ/kg].

A caracterização termodinâmica do ponto A5 rege-se em função da entalpia específica determinada em (3.19) e da entalpia a vapor saturado sob a pressão de reaquecimento de 44 bar de modo a conhecer o estado e obter a sua temperatura.

$$T_{A5} \begin{cases} T(P_{A5} = 44 \text{ bar}; h_{A5}) & , \quad h_{A5} > h_g(P_{A5} = 44 \text{ bar}) \\ T_{sat}(P_{A5} = 44 \text{ bar}) & , \quad h_{A5} \leq h_g(P_{A5} = 44 \text{ bar}) \end{cases} \quad (3.20)$$

Onde,

T_{A5} – Temperatura de entrada do reaquecedor [°C].

$T_{sat}(P_{A5})$ – Temperatura de saturação à pressão de entrada do reaquecedor [°C].

Tipicamente a temperatura de entrada no sobreaquecedor está 5 °C superior à temperatura de saturação em função da pressão dos GV estudados pela literatura [58], [59]. Assim, por motivos de simplificação e devido à diferença de temperatura ser pouco significativa (5 °C), o modelo realizado admite que a saída dos PV (A3) encontra-se a vapor saturado e essa será a temperatura de entrada no sobreaquecedor e saída do PV no GV de Sines.

De seguida, a figura 3.6 revela, de forma simplificada, a estrutura do raciocínio de cálculo para a obtenção do ponto A1 e A2 e os valores de calor de cada permutador.

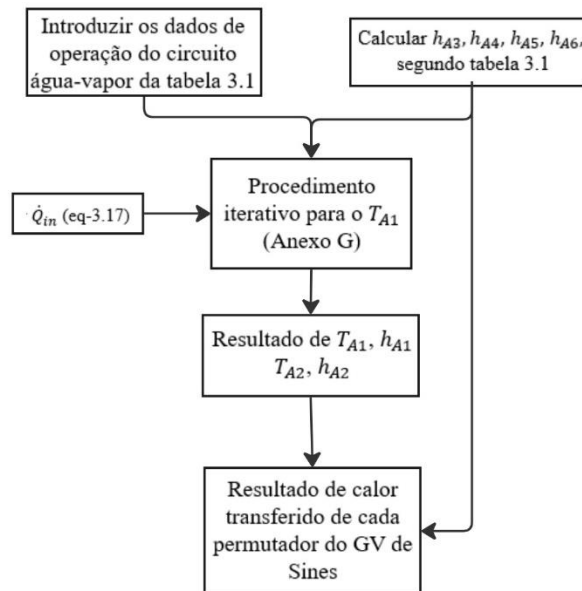


Figura 3.6 - Diagrama simplificado para o cálculo de temperatura e entalpia do economizador e valores de calor dos permutadores do GV de Sines

No anexo G é apresentado um fluxograma com o cálculo iterativo da entalpia específica e temperatura dos pontos A1 e A2, bem como, o cálculo do calor de cada permutador.

O ponto à entrada do economizador (A1), segundo a literatura do subcapítulo 2.2.1 e outros autores, revela valores de temperatura superiores a 200 °C para pressões de serviço próximas do GV da Central de Sines [58], [59].

Após o cálculo das entalpias específicas dos pontos A3 a A6, iniciou-se o processo iterativo com uma estimativa inicial de 200 °C que calcule a entalpia específica, em líquido comprimido, do ponto à entrada do economizador (A1) em função da temperatura estimada através da equação (3.21) e garanta a igualdade da equação (3.22) de modo a cumprir o calor transferido no GV de Sines.

$$h_{A1} = h_f(T_{A1}) + 0,1v_f(T_{A1})[P_{A1} - P_{sat}(T_{A1})] \quad (3.21)$$

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_A(h_{A4} - h_{A1} + h_{A6} - h_{A5}) \quad (3.22)$$

Onde,

\dot{m}_A – Caudal mássico do circuito de Água-Vapor de 263,89 kg/s.

\dot{Q}_{in} – Calor transferido no circuito de Água-Vapor [kW].

h_{A1} – Entalpia específica à entrada do economizador [kJ/kg].

h_{A6} – Entalpia específica à saída do reacondicionador [kJ/kg].

$h_f(T_{A1})$ – Entalpia específica a líquido saturado à temperatura de entrada do economizador [kJ/kg].

$v_f(T_{A1})$ – Volume específico a líquido saturado à temperatura de entrada do economizador [m³/kg].

P_{A1} – Pressão à entrada do economizador [bar].

$P_{sat}(T_{A1})$ – Pressão de saturação à temperatura de entrada do economizador [bar].

De acordo com a literatura, verifica-se um aumento típico de 20 °C no economizador, assim a temperatura prevista de saída do economizador/entrada dos PV (A2) pelo modelo é calculada a partir da equação (3.23) [58], [59].

$$T_{A2} = T_{A1} + \Delta T_{ECO} \quad (3.23)$$

Onde,

T_{A1} e T_{A2} – Temperatura de entrada e saída do economizador/entrada dos PV [°C].

ΔT_{ECO} – Diferença de temperatura típica no economizador de 20 °C.

A entalpia do ponto à saída do economizador/entrada do PV (A2), em líquido comprimido, encontra-se determinada pela aproximação realizada na equação (3.24).

$$h_{A2} = h_f(T_{A2}) + 0,1v_f(T_{A2})[P_{A2} - P_{sat}(T_{A2})] \quad (3.24)$$

Onde,

h_{A2} – Entalpia específica à saída do economizador/entrada dos painéis de vaporização [kJ/kg].

$h_f(T_{A2})$ – Entalpia específica a líquido saturado à temperatura de saída do economizador/entrada dos painéis de vaporização [kJ/kg].

$v_f(T_{A2})$ – Volume específico a líquido saturado à temperatura de saída do economizador/entrada dos painéis de vaporização [m³/kg].

P_{A2} – Pressão à saída do economizador/entrada dos painéis de vaporização [bar].

$P_{sat}(T_{A2})$ – Pressão de saturação à temperatura de saída do economizador/entrada dos painéis de vaporização [bar].

Com todos os pontos termodinâmicos do circuito Água-Vapor calculados, quantifica-se o calor de cada permutador pelas equações (3.25) a (3.28) para realizar o balanço de energia, descrito no subcapítulo 3.3, entre o fluido de trabalho e os gases de combustão.

$$\dot{Q}_{PV} = \frac{\dot{m}_A(h_{A3} - h_{A2})}{1000} \quad (3.25)$$

$$\dot{Q}_{SOBRE} = \frac{\dot{m}_A(h_{A4} - h_{A3})}{1000} \quad (3.26)$$

$$\dot{Q}_{REAQ} = \frac{\dot{m}_A(h_{A6} - h_{A5})}{1000} \quad (3.27)$$

$$\dot{Q}_{ECO} = \frac{\dot{m}_A(h_{A2} - h_{A1})}{1000} \quad (3.28)$$

Onde,

\dot{Q}_{PV} – Calor trocado nos painéis de vaporização (PV) [MW]

\dot{Q}_{SOBRE} – Calor trocado no sobreaquecedor (SOBRE) [MW].

\dot{Q}_{REAQ} – Calor trocado no reaquecedor (REAQ) [MW].

\dot{Q}_{ECO} – Calor trocado no economizador (ECO) [MW].

3.3. Perfil de temperatura dos gases de combustão

A figura 3.7 mostra o diagrama simplificado para o cálculo do perfil de temperatura dos gases de combustão a partir da transferência de calor fixa do GV de Sines. O anexo H demonstra, pormenorizadamente, o processo iterativo de cálculo do perfil de temperatura dos gases de combustão para qualquer permutador “i” do GV.

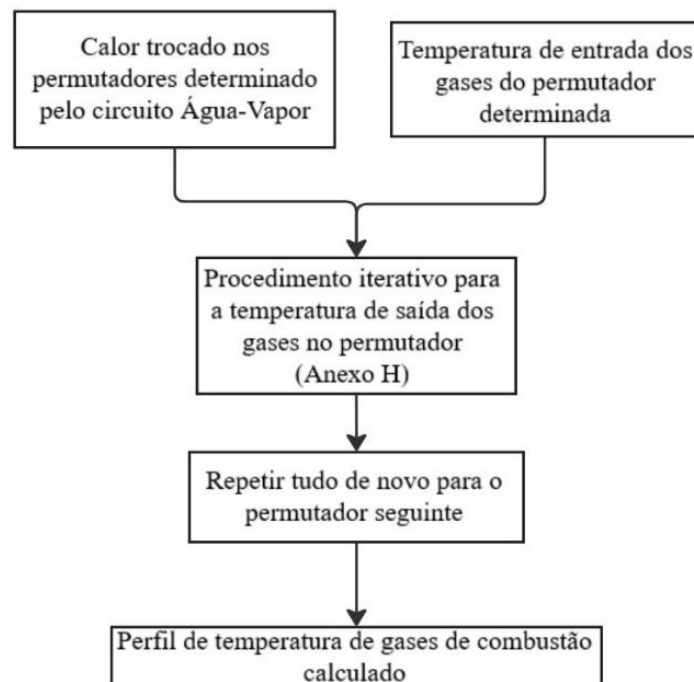


Figura 3.7 - Diagrama simplificado do cálculo do perfil de temperatura dos gases de combustão

Uma vez determinado o calor transferido em cada um dos permutadores e a respetiva temperatura adiabática de chama, efetua-se o balanço energético em base molar, como dito no subcapítulo 2.2.1, de modo a determinar o sucessivo decréscimo de temperatura dos gases de combustão à medida que estes trocam calor com os permutadores do GV.

Como o calor obtido nas equações (3.25) a (3.28) se apresentam em MW, é necessário convertê-lo para MJ/kmol de combustível nos quatros permutadores através da equação (3.29) para iniciar o balanço energético da equação (3.30) em cada permutador [7].

$$\bar{Q}_i = \dot{Q}_i \left(\frac{M_f}{\dot{m}_f} \right) \quad (3.29)$$

Onde,

\dot{Q}_i – Calor trocado no permutador “i” [MW].

\bar{Q}_i – Calor trocado no permutador “i” [MJ/kmol].

Segundo a classificação do GV da central de Sines referida na tabela 2.2 de gerador aquotubular vertical, a disposição/ordenação dos permutadores é a mencionada no início do subcapítulo 2.2, ou seja, primeiro ocorre a troca de calor no PV, de seguida, sobreaquecedor, depois o reauecedor e por fim o economizador. Por motivos de simplificação, a entrada dos gases de combustão no PV (G1) encontra-se em contacto com o queimador que idealiza uma temperatura de combustão igual à T_{ad} determinada pela equação (3.15).

O processo de cálculo para o perfil de temperatura dos gases de combustão tem início na T_{ad} à entrada dos PV (G1) e admitindo que não há perdas de calor entre permutadores no circuito Ar-Fumos, a temperatura dos gases de entrada no sobreaquecedor (G2) revela o mesmo valor de temperatura dos gases à saída dos PV (G2), tendo sido calculada no balanço anterior através da equação (3.30). O exemplo descrito para o sobreaquecedor é análogo para o reauecedor e economizador.

$$\sum_{p=1}^k n_{p,out} (\overline{h(T_{it})})_{p,out} = \sum_{p=1}^k n_{p,in} (\overline{h(T)})_{p,in} - \bar{Q}_i \times 10^{-3} \quad (3.30)$$

Onde,

$n_{p,out}$ – Quantidade do produto de combustão “p” em “k” elementos presentes nos gases de combustão na saída do permutador [kmol].

$(\overline{h(T_{it})})_{p,out}$ – Entalpia específica em base molar do produto de combustão “p” para a temperatura em iteração T_{it} para o cálculo da temperatura dos gases de combustão na saída do permutador $T_{G out}$ [kJ/kmol].

$n_{p,in}$ – Quantidade do produto de combustão “p” em “k” elementos presentes nos gases de combustão na entrada do permutador [kmol].

$(\overline{h(T)})_{p,in}$ – Entalpia específica em base molar do produto de combustão “p” para a temperatura dos gases de combustão na entrada do permutador $T_{p,in}$ [kJ/kmol].

A confirmação do calor perdido pela chaminé entre a temperatura dos gases à saída do economizador (G5) e a temperatura ambiente assumida de 25 °C, a partir da equação (3.31), com o cálculo entre as características gerais da Central de Sines determinadas pelas equações (3.9) e (3.17).

$$\dot{Q}_{perdas} = \dot{Q}_f - \dot{Q}_{in} = \left(\sum_{p=1}^k n_p (\overline{h(T)})_{p,G5} - \sum_{p=1}^k n_p (\overline{h(T)})_{p,AMB} \right) \frac{\dot{m}_f}{M_f} \times 10^{-3} \quad (3.31)$$

Onde,

\dot{Q}_{perdas} – Calor libertado pela chaminé de exaustão designado de perdas térmicas [MW].

$(\overline{h(T)})_{p,G5}$ – Entalpia específica em base molar do produto de combustão “p” para a temperatura do ponto G5 [kJ/kmol].

$(\overline{h(T)})_{p,AMB}$ – Entalpia específica em base molar do produto de combustão “p” em função da temperatura ambiente de 25 °C [kJ/kmol].

3.4. Coeficiente de excesso de ar, emissões de CO₂ e estimativa de NO_x

A energia disponível na forma da T_{ad} varia em função do coeficiente de excesso de ar (λ) e do combustível utilizado devido ao PCI e da quantidade molar dos produtos. Por isso, é importante quantificar o excesso de ar na combustão que garanta as condições típicas de funcionamento do circuito de Água-Vapor do GV de Sines, calculadas no subcapítulo 3.2, de forma a promover a produção de potência útil (\dot{W}_u) de 295 MW.

A figura 3.8 simplifica o fluxograma do anexo I que demonstra o procedimento necessário para calcular o $\lambda_{m\acute{a}x}$ e determinar a gama de excesso de ar que garante o funcionamento de GV.

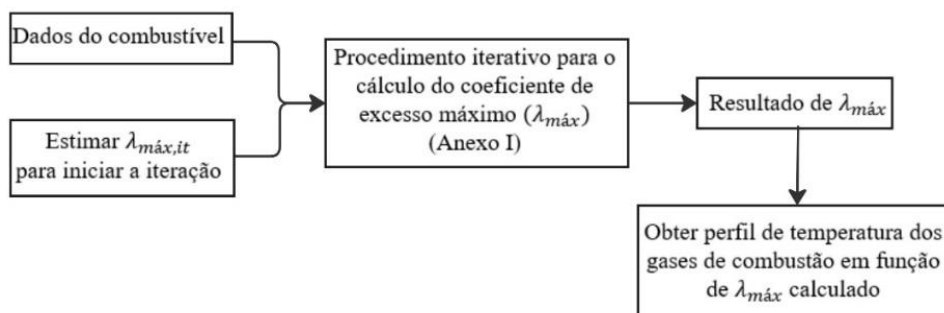


Figura 3.8 - Diagrama simplificado do coeficiente de excesso de ar máximo

O valor de coeficiente de excesso de ar máximo ($\lambda_{m\acute{a}x}$) reflete-se num processo iterativo para cada combustível com o acréscimo contínuo de valores de $\lambda > 1$, mantendo sempre os valores de calor determinados em cada permutador nas equações (3.25) a (3.28). O procedimento de cálculo finaliza quando se obtém resultados de temperatura de gases de combustão à entrada de qualquer permutador inferiores aos valores de temperatura de saída

do circuito Água-Vapor, o que indica que esta quantidade de ar admitida não garante o funcionamento do GV, pois não ocorre permuta de calor no sentido pretendido. Assim, regista-se o coeficiente de excesso de ar determinado na iteração anterior ($\lambda_{it,máx}$) como máximo ($\lambda_{máx}$) para o combustível testado.

A entidade Agência Portuguesa do Ambiente (APA) realiza, periodicamente, avaliações em diversas vertentes das centrais termoelétricas e uma das medidas mais cruciais é o impacto ambiental relativamente à emissão de CO₂ e NO_x que podem conduzir ao encerramento da central, caso não se verificarem as melhorias necessárias para cumprir as metas ambientais [61].

As emissões diárias de CO₂ originadas pela combustão, independentemente da fonte (renovável ou não renovável), dependem linearmente da quantidade mássica de carbono do combustível e fortemente do caudal mássico de combustível necessário para ativar o GV em função do calor de combustão admitido.

O modelo implementado para determinar os níveis de CO₂ encontra-se suportada pela equação (3.32).

$$E_{CO_2} = \frac{xM_{CO_2}}{M_f} \dot{m}_f \quad (3.32)$$

Onde,

E_{CO_2} – Emissões diárias de CO₂ libertadas pela chaminé de exaustão [tonCO₂/dia].

\dot{m}_f – Caudal mássico de combustível ou mistura de combustíveis [ton/dia].

A análise de NO_x será sempre numa perspetiva qualitativa e não tanto quantitativa a nível de rigor. Assim, para exemplo da variação de concentrações de NO_x com λ no caso da queima de gás natural ou fuelóleo, segue a figura 3.9.

A curva da figura 3.9, por motivos de simplificação, vai ser assumida uma vez que o seu comportamento é semelhante para a análise das concentrações de NO_x na combustão de combustíveis sólidos (renovável ou não renovável).

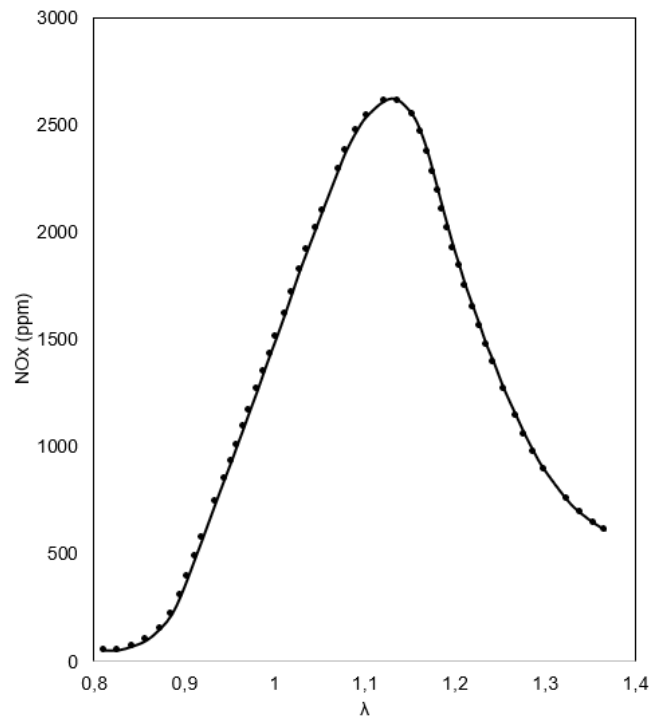


Figura 3.9 - Evolução da concentração de emissões de NO_x em função do coeficiente de excesso de ar típica na queima de gás natural ou fuelóleo, adaptado de [62]

Em complemento e por observação da figura 3.9, o valor máximo de NO_x é de 2613 ppm e ocorre para valores de $\lambda = 1,1$.

Desta forma, caso o GV de Sines fosse ativado através da queima de qualquer combustível, verificar-se-ia uma gama de emissões de NO_x que no máximo atinge 2613 ppm e o valor mínimo correspondente ao $\lambda_{m\acute{a}x}$ calculado.

4. Análise de Resultados

4.1. Validação do Modelo Numérico

A validação do modelo desenvolvido e demonstrado no capítulo 3 centrou-se na análise realizada a um GV com queima de gás natural da central de Bandar Abbas, que apresenta parâmetros de serviço muito próximos da Central de Sines [58].

A central a gás natural foi analisada através de um modelo matemático, em regime estacionário, para avaliar as condições térmicas ao longo dos permutadores e a questão de mitigação de poluentes [58]. Deste modo, a validação do presente trabalho baseia-se nos dados e resultados obtidos para a central de Bandar Abbas (A) com potência útil de 290 MW [58]. Os dados da referida central (A) foram implementados no modelo desenvolvido (M) com a finalidade de determinar e comparar o perfil de temperatura dos gases, calor trocado em cada permutador e perdas térmicas pela exaustão da chaminé.

O modelo numérico (M) foi submetido às seguintes validações para comparar com os resultados da central Bandar Abbas (A):

- A tabela 4.1 apresenta os valores de calor dos permutadores determinados no modelo construído (M) com base nos dados de pressão e temperatura do circuito Água-Vapor da central (A), comparando-os com os valores de calor da central (A).
- A tabela 4.2 mostra os valores de calor dos permutadores calculados no (M) a partir dos resultados de temperatura dos gases de combustão e λ da central (A), comparando-os com os valores de calor da central (A).
- Avaliou-se o desvio entre os valores de calor calculados pelo circuito Água-vapor e Ar-Fumos, conforme a seguir da tabela 4.2.
- A figura 4.2 evidencia o perfil de temperatura dos gases de combustão obtidos no (M) através dos valores de calor da tabela 4.1 (curva azul) e tabela 4.2 (curva laranja), comparando-os com o perfil de temperatura presente na central (A).
- As tabelas 4.3 e 4.4 evidenciam a diferença de temperatura entre permutadores, obtidos no (M) através dos valores de temperatura da curva azul e curva laranja, respetivamente, comparando-as com as diferenças de temperatura da curva cinzenta presentes na central (A).
- Calculou-se a perda térmica pela chaminé no (M) através dos valores de calor das tabelas 4.1 e 4.2 foram comparados com a perda térmica presente na central (A).

A figura 4.1 apresenta o diagrama que mostra a sequência implementada na validação de (M) a partir de dados e resultados de (A).

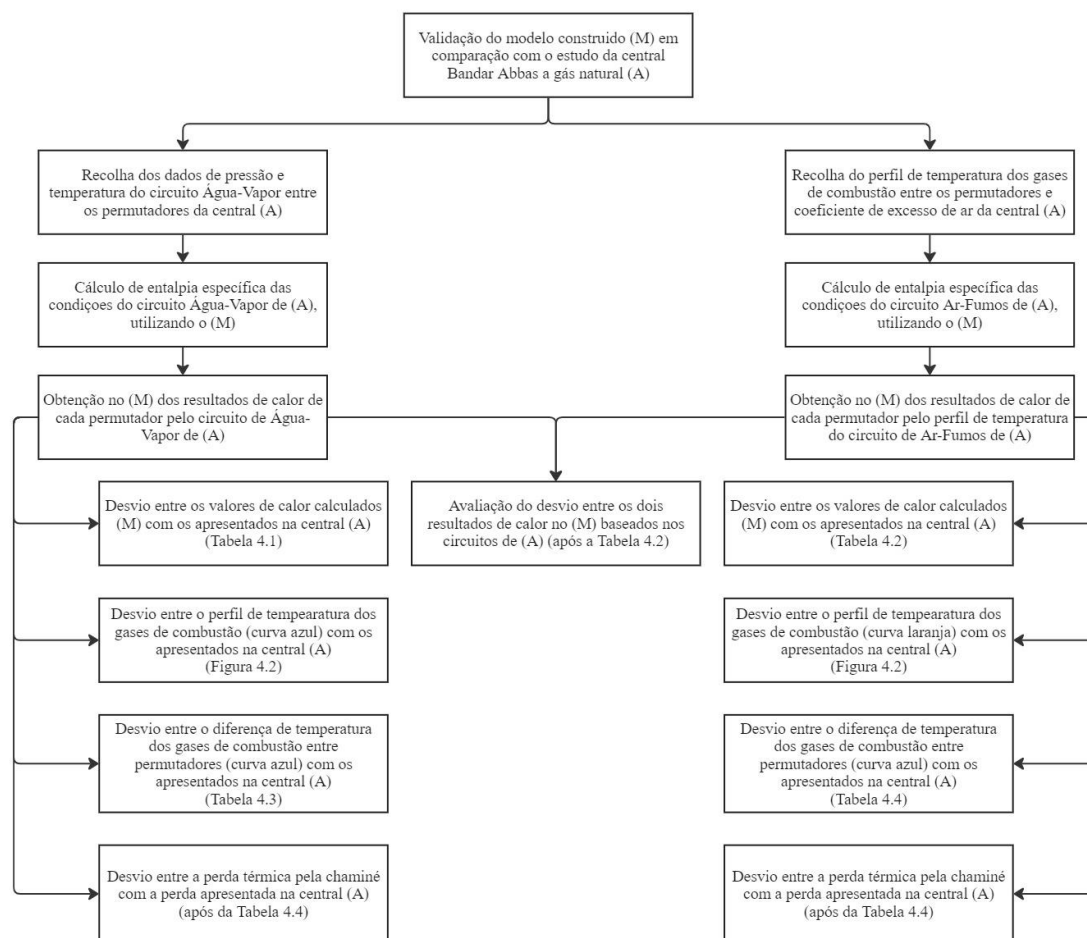


Figura 4.1 - Diagrama da validação de (M) a partir da central de (A)

A tabela 4.1 demonstra as percentagens de calor trocado calculadas no modelo (M) a partir das condições do circuito de Água-Vapor de (A) e o resultado de calor da central de Bandar Abbas (A).

Tabela 4.1 – Desvio relativo (DR) e valores de calor calculados em (M) de cada permutador a partir das condições do circuito Água-Vapor de (A) e os valores de calor apresentado em (A) [%]

Painéis de vaporização			Sobreaquecedor			Reaquecedor			Economizador		
M	A	DR	M	A	DR	M	A	DR	M	A	DR
44,63	40,71	3,92	27,16	30,80	-3,64	13,61	13,28	0,33	3,08	3,68	-0,66

Pela tabela 4.1, verifica-se, em cada permutador, um desvio relativo (DR) inferior a 4% que resulta de valores de calor calculados em (M) muito próximos dos apresentados em (A). Além disso, para reforçar, ocorre um desvio médio relativo de $2,12\% \pm 1,92\%$ ao longo dos

permutadores, que indica coerência na abordagem utilizada no modelo (M) para o cálculo de entalpias de Água-Vapor

A tabela 4.2 apresenta a percentagem de calor calculado no (M) de cada permutador através do resultado do perfil de temperatura dos gases de combustão de (A) e o resultado de calor de (A).

Tabela 4.2 – Desvio relativo (DR) e valores de calor calculados em (M) de cada permutador a partir dos resultados de temperatura dos gases de combustão e λ de (A) e os valores de calor apresentado em (A) [%]

Painéis de vaporização			Sobreaquecedor			Reaquecedor			Economizador		
M	A	DR	M	A	DR	M	A	DR	M	A	DR
49,01	40,71	8,30	24,31	30,80	-6,49	12,05	13,28	-1,23	3,09	3,68	-0,59

Por observação da tabela 4.2, obteve-se, a cada permutador, um desvio relativo (DR) inferior a 9%, demonstrando valores de calor calculados no (M), novamente, próximos dos apresentados na central (A) a partir do seu perfil de temperatura dos gases de combustão. O desvio médio relativo ao longo dos permutadores foi de $4,15\% \pm 3,83\%$ ao longo dos permutadores, indicando que o modelo (M) para o cálculo do balanço energético na base molar é válido.

Adicionalmente, os valores de calor calculados no (M) através do perfil de temperatura dos gases da central (A) e os valores determinados no (M) a partir das condições do circuito Água-Vapor da (A) apresentam entre si um desvio médio relativo de $8,57\% \pm 6,03\%$ ao longo dos permutadores. Esse desvio, que deveria ser aproximadamente nulo para representar a troca de calor entre fluidos, ocorre porque o balanço energético realizado pelo (M) não implementa a vertente da transferência de calor por convecção e radiação para o circuito Água-Vapor, nem a dissociação de produtos de combustão no circuito Ar-Fumos, onde são aplicados no estudo da central (A).

De seguida, procedeu-se ao cálculo e verificação do perfil de temperatura e diferença de temperatura dos gases de combustão nos permutadores a partir dos valores de calor obtidos em (M) pelo lado da Água-Vapor da central (A) e o perfil de temperatura dos gases de (A) presentes nas tabelas 4.1 e 4.2, respetivamente.

A figura 4.2 mostra a curva azul que representa o perfil de temperatura dos gases de combustão determinado pelo (M) a partir do calor obtido pelas condições de circuito Água-Vapor da central (A), a curva laranja indica o perfil de temperatura dos gases calculado no (M)

através do calor determinado a partir do perfil de temperatura dos gases da central (A) demonstrado na curva cinzenta.

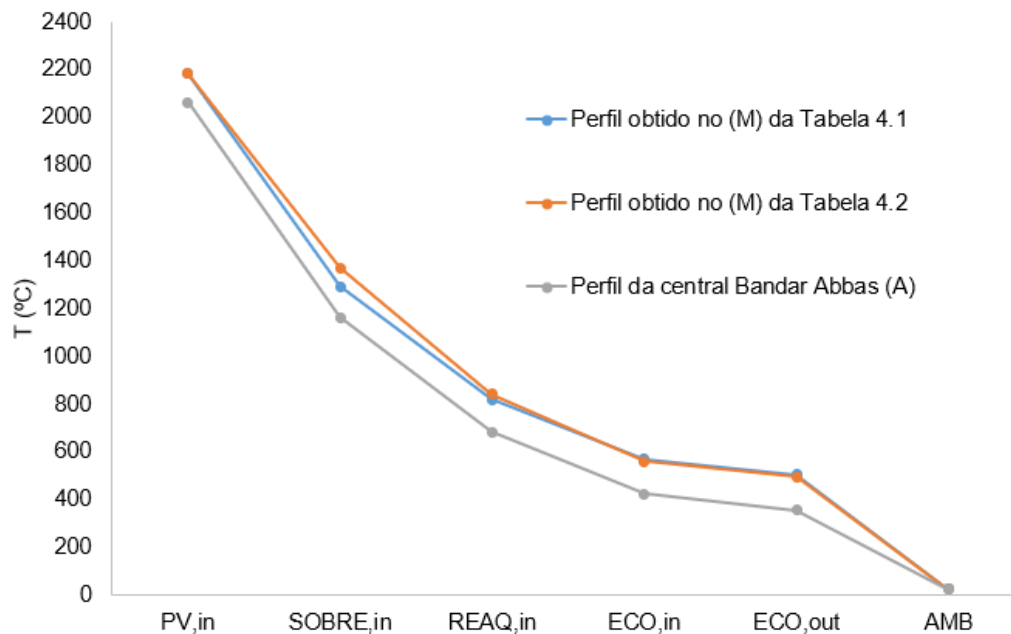


Figura 4.2 - Perfil de temperatura dos gases de combustão para os dois casos e artigo

Por observação da figura 4.2, repara-se na mesma evolução decrescente de temperatura ao longo dos permutadores em todas as curvas calculadas no (M) e a apresentada pela central (A) que aponta a troca térmica dos gases de combustão quentes para o circuito de Água-Vapor de modo a produzir vapor sobreaquecido.

Pela figura 4.2, a curva azul indica um desvio médio de $160,3 \text{ }^\circ\text{C} \pm 32,0 \text{ }^\circ\text{C}$ ao longo dos permutadores relativamente à curva cinzenta enquanto a curva laranja obteve um desvio médio comparativamente à curva cinzenta de $139,2 \text{ }^\circ\text{C} \pm 9,5 \text{ }^\circ\text{C}$. Além disso, a T_{ad} do (M) tanto da curva azul ou laranja encontra-se a $119 \text{ }^\circ\text{C}$ acima da calculada na central (A). Estes desvios devem-se pelo facto do (M) calcular uma T_{ad} à entrada do PV enquanto a central (A) determina uma temperatura de combustão que tem em conta a dissociação dos produtos. Isto faz com que os valores de temperatura da curva azul e laranja estejam sempre superiores aos valores do perfil da curva cinzenta da central (A), acompanhado com o mesmo intervalo de temperatura entre os perfis do (M) e o perfil da central (A) ao longo do circuito Ar-Fumos.

Para completar a validação do perfil de temperatura dos gases, foi analisada a diferença de temperatura entre a entrada e saída dos diversos permutadores. Esta análise pretende verificar a diminuição de temperatura entre os valores calculados no (M) e os descritos na central (A) de maneira a confirmar se o modelo (M) replicou a mesma troca térmica do estudo da (A).

Os valores de diferença de temperatura ao longo dos permutadores observados pela curva azul, laranja e cinzenta da figura 4.2 são satisfatórios visto que apresentam (DR) abaixo dos 10%, como demonstram as tabelas 4.3 e 4.4. Isto indica que o modelo (M) replicou a troca térmica realizada na central (A) e por isso contribui de forma positiva a validação para o cálculo do perfil de temperatura de gases de combustão.

Tabela 4.3 - Diferença de temperatura nos permutadores através das condições de serviço do circuito Água-Vapor do GV de (A) (°C)

Painéis de vaporização			Sobreaquecedor			Reaquecedor			Economizador		
M	A	DR	M	A	DR	M	A	DR	M	A	DR
812,6	899,0	-9,61	526,0	481,6	9,22	282,2	257,4	9,63	66,4	68,9	-3,66

Tabela 4.4 - Diferença de temperatura nos permutadores a partir dos resultados de temperatura dos gases de combustão e coeficiente de excesso de ar de (A) (°C)

Painéis de vaporização			Sobreaquecedor			Reaquecedor			Economizador		
M	A	DR	M	A	DR	M	A	DR	M	A	DR
891,3	899,0	-0,86	471,4	481,6	-2,12	249,1	257,4	-3,22	66,3	68,9	-3,77

Tendo em conta o diagrama de Sankey disponibilizado pela central (A), observa-se uma perda térmica pela exaustão de 20,80%, excluindo o pré-aquecedor de ar dado que o modelo realizado neste trabalho (M) não aborda esse equipamento [58]. Nos casos mencionados nas tabelas 4.1 e 4.2, o calor das perdas de exaustão da chaminé calculado no (M) apresentam valores de 20,32% e 20,84%, respetivamente, muito próximos relativamente ao da central (A) de 20,80%. Em suma, o modelo construído e descrito no capítulo 3 encontra-se apto na componente de combustão para o cálculo da T_{ad} , bem como, no perfil de temperatura do circuito Água-Vapor e circuito Ar-Fumos a partir do calor trocado fixo em cada permutador.

4.2. Calor em cada permutador do GV da Central de Sines

Após a validação do modelo numérico, e com o intuito de conferir a capacidade térmica e flexibilidade de reativar o GV presente num grupo de 295 MW da Central de Sines, pretende-se usar o modelo para a obtenção de resultados, testando os três tipos de combustíveis: Biomassa ($C_{4,2}H_{6,5}O_{2,7}$); Hulha ($C_{7,2}H_{5,6}N_{0,1}O_{0,4}$); Antracite ($C_{7,8}H_{3,7}N_{0,1}O_{0,1}$); Lenhite ($C_{6,3}H_{4,8}N_{0,1}O_{1,1}$); Gás Natural de Argélia ($C_{1,2}H_{4,3}N_{0,004}$); Fuelóleo pesado ($C_{7,4}H_{11,2}$); Biocombustível ($C_{6,5}H_{12,3}N_{0,001}O_{0,6}$). As propriedades dos combustíveis estão detalhadas nos

Anexos A a D e tabela 2.5 para o biocombustível. Os impactos ambientais a nível de CO₂ e NO_x e os consumos de combustível que se relacionam com a vertente económica através de importação destes combustíveis, também serão analisados. Posteriormente, é de averiguar a possibilidade de co-combustão onde ocorre a mistura de combustíveis e quais as suas consequências.

Utilizando a metodologia apresentada no subcapítulo 3.2, sobre a determinação dos pontos termodinâmicos típicos de um grupo do GV de Sines, a tabela 4.5 apresenta a fase e entalpia específica calculada a partir das propriedades conhecidas da tabela 3.1.

Tabela 4.5 – Resultados das propriedades do fluido de trabalho do GV de Sines

Designação	P (bar)	T (°C)	Fase	h (kJ/kg)
A1	167	273,01	Líquido comprimido	1241,33
A2	167	293,01	Líquido comprimido	1317,91
A3	167	350,90	Vapor saturado	2557,22
A4	167	535,00	Vapor sobreaquecido	3397,98
A5	44	334,94	Vapor sobreaquecido	3043,41
A6	44	535,00	Vapor sobreaquecido	3521,39

A figura 4.3 mostra os resultados de calor obtidos para cada permutador constituinte através da representação de um diagrama de Sankey do GV de Sines.

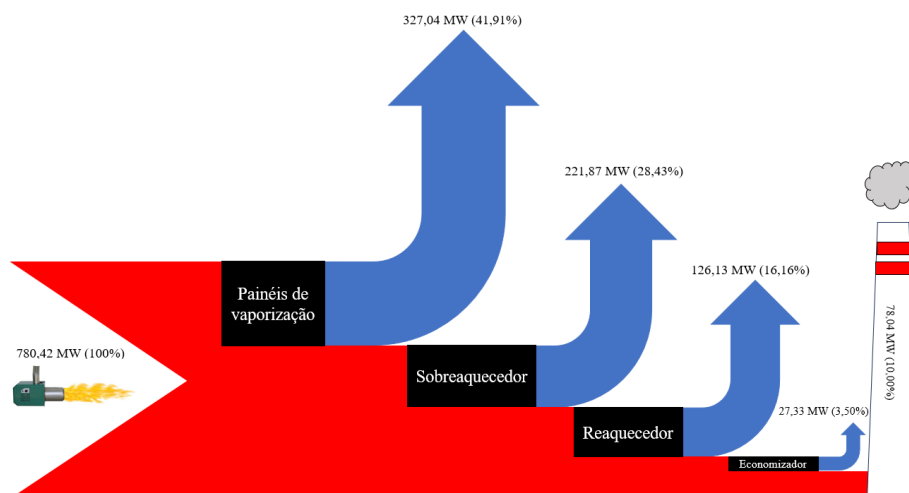


Figura 4.3 - Diagrama de Sankey do GV de um grupo da Central de Sines

Pelo diagrama de Sankey da figura 4.3, verifica-se como na validação do subcapítulo 4.1, que a maior troca de transferência de calor efetua-se nos PV, de seguida do sobreaquecedor, finalizando-se no economizador de forma a proceder a variação sensível do fluido de trabalho sem comprometer o limite metalúrgico do material da tubagem. Além disso, a carga percentual de cada permutador encontra-se com valores muito próximos aos apresentados no estudo da central (A) o que indica uma simulação realista do GV de Sines.

4.3. Avaliação do tipo de combustível

A tabela 4.6 apresenta o indicador de emissão de CO₂ por cada kg de combustível queimado (I_{CO_2}), as emissões diárias de CO₂ (E_{CO_2}) originadas na combustão e o consumo diário de combustível (\dot{m}_f) para vários tipos de combustíveis, tipicamente utilizados num GV, tendo em conta a potência útil gerada no grupo da Central de Sines.

Tabela 4.6 - Emissões de CO₂ e consumo de combustível diário de diversos combustíveis

Combustível	I_{CO_2} (kgCO₂/kg_{fuel})	\dot{m}_f (ton/dia)	E_{CO_2} (tonCO₂/dia)
Biomassa (carvalho)	1,85	3532	6537
Carvão (betuminoso/hul ha)	3,16	1950	6160
Carvão (antracite)	3,43	1901	6525
Carvão (lenhite)	2,77	2522	6996
Gás natural (Argélia)	2,79	1380	3848
Petróleo (fuelóleo pesado)	3,25	1668	5420
Biocombustível líquido (óleo de palma e biodiesel)	2,85	1823	5195

Tendo em conta os resultados obtidos na tabela 4.6, verifica-se, em geral, que os combustíveis líquidos e gasosos estudados, apresentam níveis de CO₂ inferiores aos combustíveis sólidos. O caso do gás natural, sendo o combustível usado nas centrais de ciclo combinado em Portugal, reflete uma grande importância no combate destas emissões com

uma redução média de 27,5% e 41,2% face a combustíveis líquidos e sólidos, respetivamente, dado que usufrui um PCI de 48 MJ/kg, um valor superior aos restantes combustíveis testados. Também se verifica que o biocombustível líquido melhora 4,1% as emissões de CO₂ devido à menor percentagem de carbono relativamente ao fuelóleo pesado. Porém, o GV instalado no grupo da central de Sines não se encontra, atualmente, apto a utilizar combustíveis gasosos e líquidos o que levaria a alterações necessárias para o seu bom funcionamento, como por exemplo, a técnica de queima, como visto no subcapítulo 2.2.2. Deste modo, não se aconselha o uso destes tipos de combustíveis para a respetiva central, mas verifica-se as vantagens teóricas destes no impacto ambiental. Assim, a análise em seguida foca-se principalmente nos combustíveis sólidos dado que a central está preparada para tal, caso se retomasse a sua atividade. Esta ativação do grupo conduziria à diminuição da dependência energética de Portugal com o exterior e diversificação no consumo de combustíveis sólidos.

A tabela 4.7 aprofunda a análise dos combustíveis sólidos apresentados na tabela 4.6 sobre as emissões de CO₂ e NO_x, assim como, o coeficiente de excesso de ar máximo ($\lambda_{m\acute{a}x}$) que garante o funcionamento de um GV com as condições de funcionamento de Sines e a temperatura adiabática de chama em condições estequiométricas $T_{ad}(\lambda = 1)$.

Tabela 4.7 - Resultados das emissões de CO₂ e NO_x, coeficiente de excesso de ar máximo, consumos de combustível e temperatura adiabática de chama estequiométrica para os combustíveis sólidos testados

Combustível	λ_{max}	$T_{ad}(\lambda = 1)$ (°C)	NO _x (ppm)	\dot{m}_f (ton/dia)	E_{CO_2} (tonCO ₂ /dia)
Biomassa (carvalho)	1,273	2050,05	2613 – 1098	3532	6537
Carvão (betuminoso/ hulha)	1,350	2202,54	2613 – 658	1950	6160
Carvão (antracite)	1,353	2217,20	2613 – 649	1901	6525
Carvão (lenhite)	1,234	2039,48	2613 – 1486	2522	6996

A coluna de emissões NO_x da tabela 4.7 apresenta qualitativamente os valores máximo e mínimo de NO_x libertados para o funcionamento do GV de Sines, em que o último valor se refere ao $\lambda_{m\acute{a}x}$ calculado (condição mínima que garante o calor de combustão do GV). É importante realçar que as emissões de NO_x calculadas são valores qualitativos e estimativos baseados exclusivamente no λ aplicado. No entanto, é essencial reconhecer que estas emissões também são influenciadas pelo valor de temperatura dos gases de combustão, a

sua distribuição e composição elementar de azoto no combustível, fatores que não estão a ser considerados no modelo construído.

Tendo em conta isso, verifica-se que o combustível que emite uma gama mais ampla de emissões de NO_x é aquele que proporciona a maior introdução de ar na combustão, como se verifica no caso da antracite, dado que garante o maior valor de temperatura adiabática de chama para as mesmas condições de admissão de ar, $T_{ad}(\lambda = 1)$. Isto, resulta numa maior capacidade térmica em termos de energia disponível que depende da composição elementar do combustível e PCI. Por outro lado, o contrário ocorre com a lenhite que apresenta uma menor gama de emissões de NO_x devido aos menores valores de excesso de ar necessários para cumprir o calor de combustão e a transferência de calor do circuito água-vapor do GV pela presença de $T_{ad}(\lambda = 1)$ inferior. Assim, uma menor gama de emissões de NO_x restringe o GV a libertar quantidades superiores de emissões deste poluente, correndo o risco de não cumprir as metas ambientais.

Agrupando tudo, o carvão betuminoso/hulha emite somente 1,4% a mais de emissões mínimas de NO_x do que a antracite porque ambos evidenciam uma capacidade térmica semelhante em termos de $T_{ad}(\lambda = 1)$ (uma diferença de 0,7%).

Em comparação com os restantes combustíveis apresentados na tabela 4.7, a queima de hulha melhora o impacto das emissões mínimas de NO_x em 40,1% face à aplicação de biomassa e evolui positivamente em comparação ao uso de lenhite em 55,7%, dado que a hulha permite valores de $\lambda_{m\acute{a}x}$ de 6,0% e 9,4% superiores à biomassa e lenhite, respetivamente. Isto deve-se ao facto de a hulha garantir $T_{ad}(\lambda = 1)$ de 7,4% e 8,0% superior aos combustíveis ditos anteriormente, respetivamente, permitindo uma maior possibilidade de gestão de energia elétrica, caso de maior necessidade.

No entanto, a análise de emissões de NO_x necessita estar sempre acompanhada das emissões de CO_2 para avaliar o seu equilíbrio nas metas de descarbonização.

A minimização de E_{CO_2} é influenciada por um baixo consumo de combustível e a menor quantidade libertada de CO_2 pela combustão de um kg de combustível. Teoricamente e a título de exemplo, a admissão de um combustível com um valor de PCI na gama do gás natural ou fuelóleo (40 a 50 MJ/kg) para reduzir o consumo de combustível e uma composição elementar de carbono como a biomassa (39 a 57%) contribuiria, idealmente, a minimização da emissão de CO_2 durante a queima.

Nesse contexto, a hulha destaca-se com o menor valor de 6160 ton/dia (E_{CO_2}) e um desvio médio de 7,8% menor comparativamente à biomassa e dos restantes carvões. Isto acontece

porque o valor de PCI da hulha é superior em 81,1% e 29,3% à da biomassa e à lenhite, respetivamente, o que influencia significativamente a diminuição do consumo de hulha necessário em 44,8% e 22,7% comparado com os anteriores, apesar de emitir mais CO₂ por cada kg de combustível queimado.

Além disso, a antracite possui o valor máximo de PCI entre os combustíveis da tabela 4.7, de apenas 2,6% superior à hulha o que induz uma diminuição de 2,5% no consumo de combustível. Contudo, a antracite liberta 8,6% mais CO₂ por cada kg queimado (I_{CO_2}) devido à sua maior percentagem de composição elementar de carbono e por isso obtém um valor de E_{CO_2} de 5,9% superior à hulha.

Adicionalmente, em termos de análise do processo de combustão, a antracite liberta pela chaminé 0,2% de E_{CO_2} a menos que a biomassa do tipo de carvalho, apesar do consumo diário da biomassa ser 46,2% superior (\dot{m}_f). Assim verifica-se que não há vantagens a nível de impacto ambiental para a combustão de antracite em vez de biomassa.

Assim, verifica-se que o carvão do tipo betuminoso/hulha ou a biomassa são boas sugestões para alimentar o GV do grupo. Contudo, a combustão pulverizada de biomassa necessita de uma preparação mais dispendiosa o que conduz a validar a sua viabilidade económica. No entanto, é importante selecionar um carvão com propriedades que indiquem uma alta qualidade de combustível, ou seja, um carvão com baixas percentagens de cinzas, matéria volátil e humidade. É de salientar que elevadas concentrações destes parâmetros prejudicam a eficiência da combustão e diminuem o conteúdo energético implícito no PCI.

Apesar do tipo de queima, a biomassa continua a ser uma opção interessante a nível de emissões, conforme abordado nos subcapítulos 1.1 e 2.3.1, porque ao longo do seu ciclo de vida contribui para a absorção de CO₂ e libertação de O₂ na atmosfera. Assim, em balanço, a sua emissão de CO₂ provocada pela combustão a ser libertada pela chaminé diariamente (E_{CO_2}), embora seja superior à hulha e antracite, é compensada pela prévia captura de CO₂, caracterizando-se como um combustível renovável e carbono neutro. Por outro lado, os outros combustíveis fósseis apresentados na tabela 4.6 não têm essa capacidade de absorver CO₂ numa fase anterior à sua queima de forma a “pagar a dívida ambiental”. Deste modo, desprezando a emissão de CO₂ associada ao transporte e trituração do combustível, a emissão diária de CO₂ (E_{CO_2}) para a biomassa, conforme demonstrado na tabela 4.7, necessita de ser ajustada para um valor de CO₂ nulo. Isto deve-se ao facto de se assumir a queima de um combustível 100% renovável suportada pela absorção prévia de CO₂ e a libertação deste poluente pela chaminé (6537 tonCO₂/dia) para restabelecer as condições da fotossíntese. Para realizar isto, seria necessário a existência de 11 930 025 árvores de

espécie de carvalho (*Quercus*), sendo que 5 destas absorvem, em média, 1 tonCO₂ por ano [63]. Em Portugal, estima-se uma área florestal de 3 472 459 hectares, onde, em média, reflete a presença de 600 árvores por hectare que totaliza 2 083 475 400 árvores [64], [65].

Portanto, para o GV de Sines, o fator crucial, como o ambiente, é a preferência na seleção de um combustível renovável (biomassa) ou fóssil não renovável com uma emissão de CO₂ durante a combustão (E_{CO_2}) que não prejudique tanto, como é o caso do carvão betuminoso/hulha.

Numa perspetiva do processo de combustão, a hulha destaca-se plenamente entre os combustíveis sólidos testados devido às menores emissões diárias de CO₂ de carácter não renovável (cinzento) e posiciona-se no segundo lugar a nível de emissões mínimas de NO_x muito próximo do primeiro lugar, a antracite. No entanto, a nível qualitativo, a hulha apresenta ligeiros valores menores de $T_{ad}(\lambda = 1)$ o que influencia a possível diminuição de emissões de NO_x, permitindo a sua sobreposição em relação à antracite.

Apesar do bom desempenho da hulha e numa visão de descarbonizar a central de Sines, sem ter em conta o tipo de queima, a biomassa é o combustível a dar importância pela sua vantagem de ser uma fonte energética que beneficia de emissões de CO₂ de carácter renovável (verde), praticamente, nulas através do seu ciclo de vida e revela o mesmo comportamento qualitativo da hulha para as emissões de NO_x que poderão ser menores. Adicionalmente, o País não ficaria dependente do fornecimento unicamente de gás natural para fazer face às necessidades energéticas quando as energias renováveis não fornecem o necessário. A dependência exclusiva do gás natural pode gerar problemas como demonstrado pelos recentes conflitos que afetam o fornecimento e preços associados que podem ser contornados por combustíveis alternativos económicos, como carvão do tipo hulha e biomassa. Em paralelo, a possível requalificação parcial da central de Sines a partir de biomassa ou de hulha permitiria uma produção diária útil de 295 MW, que reduziria a necessidade de importação elétrica (menor dependência energética) e favorecia uma poupança anual estimada de 41 536,00 €, tendo em conta o preço médio de 140,80 €/MWh imposto por Espanha entre 2021 e 2023 [66]. No entanto, ocorreu o encerramento total desta central em 2021 que motivou o aumento da dependência energética pela importação de energia elétrica, como visto no subcapítulo 1.1, impossibilitando a referida poupança.

Como observado na tabela 4.7, a lenhite enfrenta maior dificuldades no combate de emissões de CO₂, NO_x e na gama de excesso de ar para o funcionamento do GV devido à sua caracterização como um combustível sólido de menor qualidade.

Nas tabelas 4.8 e 4.9 são ilustrados os valores do perfil de temperatura dos gases de combustão para o a condição $\lambda = 1$ e $\lambda = \lambda_{m\acute{a}x}$, respectivamente, e o perfil de temperatura do circuito Água-Vapor fixo com alteração de combustível.

Tabela 4.8 - Valores do perfil de temperatura do circuito Água-Vapor e Ar-Fumos para os combustíveis sólidos analisados nas condições $\lambda = 1$

Ponto	Antracite	Carvão Bet./hulha	Biomassa	Lenhite	Ponto	Água- Vapor
G1	2217	2203	2050	2039	A1	273
G2	1365	1358	1269	1259	A2	293
G3	754	750	702	695	A3	351
G4	375	373	349	346	A4	535
G5	287	286	268	265	A5	335
AMB	25	25	25	25	A6	535

Tabela 4.9 - Valores do perfil de temperatura do circuito Água-Vapor e Ar-Fumos para os combustíveis sólidos analisados nas condições $\lambda = \lambda_{m\acute{a}x}$

Ponto	Antracite	Carvão Bet./hulha	Biomassa	Lenhite	Ponto	Água- Vapor
G1	1742	1741	1730	1736	A1	273
G2	1074	1074	1070	1072	A2	293
G3	591	591	590	590	A3	351
G4	293	293	293	293	A4	535
G5	225	225	225	225	A5	335
AMB	25	25	25	25	A6	535

A título de exemplo, a figura 4.4, demonstra o perfil do circuito Água-Vapor e Ar-Fumos para o caso de queima de biomassa que proporciona a ideia de flexibilidade na introdução de ar de combustão.

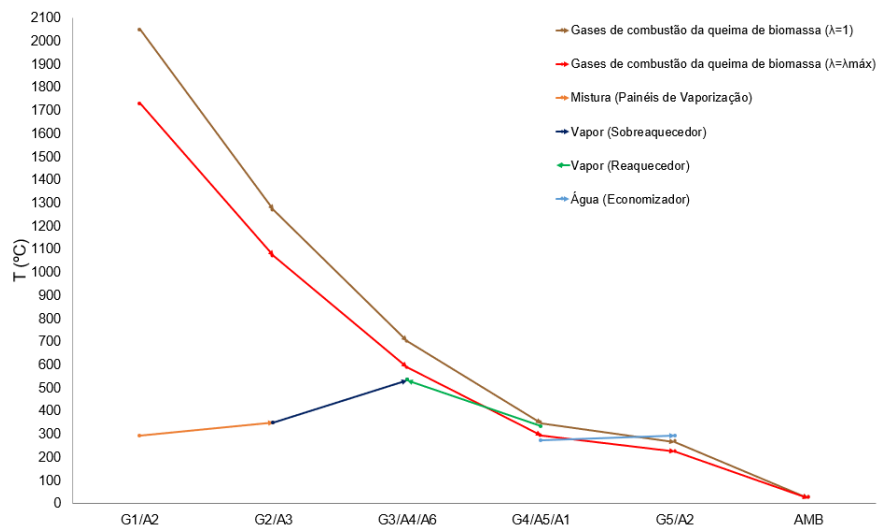


Figura 4.4 - Perfil de temperatura do circuito Água-Vapor e gases de combustão para biomassa (carvalho)

Para qualquer combustível, observa-se que o perfil de temperatura dos gases de combustão para $\lambda = 1$ (curva castanha) e o perfil para $\lambda_{m\acute{a}x}$ (curva vermelha) se afastam mais ou menos entre si ao longo do GV com a variação de combustível. Isto verifica-se no caso da antracite com maior intervalo entre as curvas referidas devido à maior $T_{ad}(\lambda = 1)$ presente na tabela 4.8 enquanto a lenhite com menor afastamento entre curvas com $T_{ad}(\lambda = 1)$ mais baixo, o que dá a noção de menor flexibilidade na gestão de introdução de ar de combustão para garantir a produção térmica assumida no GV de Sines.

Assim, a existência de uma maior T_{ad} nas mesmas condições de admissão de ar de combustão, conforme verificado nas tabelas 4.8 e 4.9, resulta em valores mais altos de temperatura dos gases de combustão em todos os permutadores, com um aumento médio de 50 °C na temperatura de exaustão. Apesar desse aumento verificado, as perdas térmicas na chaminé permanecem constantes a 10% com a variação de λ e combustível, como pretendido.

No que diz respeito à condição de máximo excesso de ar ($\lambda_{m\acute{a}x}$), todas as opções de combustíveis conseguem atender os requisitos do perfil do circuito Água-Vapor, desde que apresentem uma T_{ad} mínima entre 1730 °C e 1745 °C que por sua vez formam o perfil de temperatura mínimo do circuito Ar-Fumos para o funcionamento do GV de Sines, como se observa na tabela 4.9. O declive da temperatura dos gases de combustão em cada permutador, reparado na figura 4.4, indica a diminuição de temperatura dos gases de combustão, sendo constante independentemente do combustível selecionado, uma vez que a transferência de calor é mantida fixa para simular o funcionamento do GV.

4.4. Implementação de co-combustão no GV

De forma a analisar as alterações nas vertentes de emissões de CO₂, NO_x e $\lambda_{m\acute{a}x}$, este subcapítulo explora as consequências da opção de mistura entre a hulha e a biomassa, bem como a lenhite e a biomassa. A inserção de biomassa, um combustível considerado renovável, em qualquer co-combustão contribui para a diminuição das emissões de CO₂ devido ao seu ciclo de vida. Assim, analisou-se misturas com acréscimos de 25% de biomassa para hulha e lenhite. A tabela 4.10 apresenta a variação das emissões de CO₂ e NO_x na combustão, o consumo de combustível, $\lambda_{m\acute{a}x}$ e $T_{ad}(\lambda = 1)$ para as misturas referidas em comparação com a hipótese de combustão de um só combustível, ou seja, 100% de carvão betuminoso, 100% biomassa ou 100% lenhite.

Tabela 4.10 - Resultados das emissões de CO₂ e NO_x, coeficiente de excesso de ar máximo, consumos de combustível e temperatura adiabática de chama para as diversas misturas de combustíveis

Combustível	λ_{max}	$T_{ad}(\lambda = 1)$ (°C)	NO _x (ppm)	\dot{m}_f (ton/dia)	E_{CO_2} (tonCO ₂ /dia)
100% carvalho	1,273	2050,05	2613 – 1098	3532	6537
75% carvalho e 25% carvão betuminoso	1,302	2104,50	2613 – 877	2936	6395
50% carvalho e 50% carvão betuminoso	1,323	2145,33	2613 – 760	2513	6294
25% carvalho e 75% carvão betuminoso	1,338	2177,12	2613 – 697	2196	6218
100% carvão betuminoso	1,350	2202,54	2613 – 658	1950	6160
75% carvalho e 25% lenhite	1,260	2046,56	2613 – 1217	3211	6683
50% carvalho e 50% lenhite	1,249	2043,66	2613 – 1328	2943	6805
25% carvalho e 75% lenhite	1,241	2041,19	2613 - 1414	2716	6908
100% lenhite	1,234	2039,08	2613 - 1486	2522	6996

Com base nos valores apresentados na tabela 4.10, observa-se um comportamento linear associado à proporção de cada combustível. Na mistura entre carvão betuminoso/hulha e um

aumento de 25% do teor de biomassa, provoca a diminuição de 13,2% nas emissões de CO₂ por cada kg de mistura queimada (I_{CO_2}), devido à menor concentração de carbono presente na biomassa. No entanto, a adição de biomassa prejudica o PCI da mistura em 14,6% devido à necessidade de impor 12,7% mais caudal mássico de combustível para manter o calor de combustão do GV de Sines. Como consequência ao peso do consumo de biomassa, as emissões diárias de CO₂ (E_{CO_2}) aumentam, apenas, em média 1,2% por cada acréscimo de 25% de biomassa com a hulha. No entanto, a nível qualitativo, a biomassa antes de ser capturada absorveu uma grande quantidade de CO₂ o que, em balanço, pode reduzir as emissões de CO₂ ao longo do funcionamento do GV com a queima de mistura de hulha e biomassa.

Por outro lado, a mistura entre lenhite e um acréscimo de 25% do teor de biomassa valoriza a diminuição, em média, de 1,5% de emissões de CO₂ (E_{CO_2}) pela compensação do indicador de emissão (I_{CO_2}) descer 10,1% na mistura, embora o consumo diário tende a aumentar 7,7% através da diminuição média de 8,4% no PCI da mistura. Assim, esta mistura de acréscimo de 25% de biomassa com lenhite pode ser uma solução para reduzir as emissões de CO₂ no GV, caso se alimente com 100% de lenhite.

Em termos térmicos, a mistura entre hulha e biomassa, como era esperado pela presença de um combustível de menor PCI, verifica-se, por cada 25% acréscimo de biomassa, uma diminuição média de 1,2% do $\lambda_{m\acute{a}x}$ devido à diminuição gradual de 1,5% de $T_{ad}(\lambda = 1)$, o que condiciona a gama de serviço do GV a nível de admissão de ar de combustão, resultando num aumento de 9,1% de emissões de NO_x mínimo (menor gama de NO_x libertado).

O mesmo não se verifica com a adição de 25% de biomassa com a lenhite, que melhora 6,9% as emissões de NO_x através do aumento de 0,7% no $\lambda_{m\acute{a}x}$ com apenas 0,1% de acréscimo mínimo na $T_{ad}(\lambda = 1)$. Nesta situação, verifica-se, novamente, a vantagem de co-combustão entre um combustível sólido de menor qualidade e custo (lenhite), onde a biomassa estimula de forma muito pouco significativa a gama de serviço de ar, melhorando as emissões de CO₂ e NO_x do GV, algo que a combustão de 100% de lenhite não conseguia.

Os perfis de temperatura dos gases de combustão ao longo do GV para a combustão destas misturas apresentam um padrão semelhante como observado nas tabelas 4.8 e 4.9 e na figura 4.4. Na condição estequiométrica, a mistura de lenhite com aumento de teor de biomassa mostra um aumento médio na temperatura dos gases de combustão na saída do economizador (G5) de apenas 0,2%. Já na mistura entre hulha e biomassa, a adição de biomassa resulta na diminuição média da temperatura dos gases de 1,3% pela aproximação da curva negra com a vermelha.

5. Conclusões e Trabalhos Futuros

Portugal apresenta uma forte componente de energia elétrica por fins renováveis, superior a 60%, para abastecer as necessidades elétricas da população, com o restante sendo suprido por importação de Espanha (dependência energética) e centrais portuguesas de ciclo combinado a gás natural (dependência de um só combustível). Assim, para aumentar a independência energética em relação à Europa, deve-se diminuir a “fatia” de importação de eletricidade pela inserção de centrais desativadas alimentadas com as opções de combustíveis testados que demonstram a sua diversidade, como a biomassa do tipo de carvalho, carvão betuminoso/hulha (alta qualidade) e co-combustão entre biomassa e lenhite (menor qualidade).

O modelo realizado descrito no capítulo 3 permitiu simular o caso de estudo de ativar, termicamente, um grupo de GV de Sines para a potência máxima útil de 295 MW para diferentes tipos de combustíveis de modo de verificar os parâmetros térmicos da combustão, como, a temperatura adiabática de chama (T_{ad}) e coeficiente de excesso de ar máximo ($\lambda_{máx}$), bem como, o perfil de temperatura dos gases de combustão a partir de um perfil de temperatura fixo do circuito Água-Vapor à potência dita. Além disso, recorreu-se à análise das emissões de CO₂ originadas pela combustão libertadas pela chaminé, em função da composição e consumo de combustível, e NO_x, através somente do excesso de ar, onde estas emissões revelam uma grande importância para a continuação do funcionamento da central.

O modelo construído, também, é capaz de simular o funcionamento do GV a partir da atualização de potência útil e caudal mássico de vapor inferiores aos máximos admitidos no caso de estudo de maneira a analisar a variação dos parâmetros térmicos e emissões de CO₂, que tendem a diminuir com a redução da potência, mantendo a pressão mínima adequada para o bom funcionamento da turbina de vapor com o gerador elétrico.

Por isso, é possível desenvolver uma estratégia em que a central termoelétrica reativada, sustentada pela diversificação de combustíveis, auxilie as energias renováveis no preenchimento das necessidades elétricas da população e minimizar a porção importada de eletricidade. Também proporciona dar continuidade ao funcionamento da central pelo uso dos equipamentos já investidos ou requalificá-los de modo a emitir menores níveis de CO₂ e NO_x. Além disso, essa abordagem promove a atividade laboral das localidades mais próximas e fortalece a rede elétrica europeia.

Os resultados obtidos neste trabalho indicam que a combustão isolada de carvão betuminoso/hulha, biomassa e qualquer mistura entre lenhite e biomassa apresentam

caraterísticas interessantes que incentivam a reativação de Centrais Termoelétricas, de modo a diminuir a dependência energética do País, como se verificou na problemática do subcapítulo 1.1.

Com base no relatório ambiental de 2019, a central de Sines operou com 2 grupos geradores de eletricidade que emitiram, em média, 10210 ton/dia de CO₂ pela chaminé. Perante este valor, a diminuição de potência de 2 para 1 grupo, como realizado neste caso de estudo, quantificou-se uma melhoria de E_{CO_2} em 40% para a opção de 100% carvão betuminoso/hulha, bem como, 36% no caso de 100% biomassa e 31% para a mistura entre biomassa e lenhite [61]. Isso se deve ao uso de combustíveis com maior conteúdo energético em termos de PCI e menor percentagem mássica de carbono em comparação com os combustíveis descritos no relatório.

No entanto, não é viável impor 100% de antracite no GV, porque é um combustível fóssil mais poluente a nível de CO₂ que o carvão betuminoso/hulha e a biomassa, apesar da capacidade térmica da antracite ser semelhante comparativamente ao carvão betuminoso. Por isso, não há vantagens térmicas e ambientais na sua aplicação, uma vez que pode ser facilmente substituído pelo combustível renovável ou por um carvão de maior qualidade que liberte menor teor de cinzas. Além disso, o GV possui precipitadores eletrostáticos com uma eficiência de 99,5% e sujeitos a manutenção regular [61].

Além disso, a co-combustão é uma boa estratégia visto que apresenta um benefício nas emissões de CO₂ entre 1,3% a 4,6% e em NO_x entre 5,1% a 20,7%. Em termos térmicos do GV, o $\lambda_{máx}$ varia entre 0,6% a 2,1% ao acrescentar progressivamente 25% de biomassa na mistura com lenhite ou um carvão de menor qualidade.

A nível de implementação, nomeadamente da técnica de queima, o GV da central de Sines utiliza, atualmente, a técnica por suspensão/pulverização, ideal para a queima de carvões devido à ausência de caraterísticas fibrosas e ao valor adequado de PCI. A queima de biomassa neste tipo de queima pode ser realizada, mas não compensa economicamente devido aos consumos energéticos durante a trituração na obtenção da granulometria exigida para o respetivo queimador. No entanto, a queima deste combustível a partir da pulverização pode ser uma solução de compromisso entre os possíveis custos económicos e a minimização das emissões de CO₂, além de diminuir a dependência energética unicamente de gás natural, desde que seja apoiada por estudos económicos.

Alternativamente, no modo de realizar a queima de biomassa, por ser um combustível 100% renovável, como visto nos subcapítulos 1.1, 2.31 e 4.3, incentivava-se a requalificação do GV de Sines utilizando este recurso renovável como medida para menor dependência energética

do país. Esta flexibilidade entre combustíveis invocaria menor dependência energética do País a partir de duas fontes energéticas diferentes do gás natural, asseguraria uma poupança anual e uma diversificação dos combustíveis utilizados para a produção de energia elétrica.

Como continuação de estudos relacionados com este tema, sugere-se:

- Evolução das emissões de CO₂, NO_x, consumos de combustível e perfil de temperatura dos gases de combustão em função da potência útil variável em termos de sintonia com as energias renováveis de forma a cumprir as necessidades energéticas de Portugal.
- Implementação do modelo de transferência de calor em cada permutador com base no método $\varepsilon - NTU$ em complemento com os cálculos de combustão realizados. O modelo deve ter em conta as vertentes de radiação, convecção interior e exterior da tubagem e condução, bem como, as propriedades das alhetas com o objetivo de maximizar a transferência de calor para aumentar a eficiência energética e minimizar as emissões poluentes. Isto pode ser alcançado pela variação dos números adimensionais relacionados à convecção, alteração de material utilizado na tubagem ou alheta ou ajustar os parâmetros geométricos da alheta.
- Expansão do modelo a nível termodinâmico relativamente aos equipamentos existentes no restante ciclo de Rankine (turbina a vapor de alta, média e baixa pressão, regeneradores fechados, condensador e bomba) e verificar a tendência do rendimento da central.
- Utilização de um modelo computacional para a análise económica de requalificar o gerador de vapor da central de Sines para a queima de biomassa, incluindo *cash flow* e *pay-back time* do investimento, nas técnicas de pulverização adequadas à queima de biomassa.

Referências Bibliográficas

- [1] United Nations, «Summary of Global Climate Action at COP 27», Sharam El-Sheikh, Egypt, Nov. 2022.
- [2] DGEG - Direção Geral de Energia e Geologia, «Balanço Energético Nacional 2021», Nov. 2021.
- [3] F. Frolin, «França reabre central alimentada a carvão», *Euronews*, 29 de Novembro de 2022. Acedido: 30 de Janeiro de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://pt.euronews.com/2022/11/29/franca-reabre-central-alimentada-a-carvao>
- [4] Agri Pro Ambiente Consultores S.A., «CENTRAL DE CICLO COMBINADO DE LARES ESTUDO DE IMPACTE AMBIENTAL VOLUME I-RESUMO NÃO TÉCNICO ÍNDICE GERAL», Lisboa, Mar. 2006.
- [5] DGEG - Direção Geral de Energia e Geologia, «Balanço Energético Nacional 2023», 2023. [Em linha]. Disponível em: www.dgeg.gov.pt
- [6] B. Rukes e R. Taud, «Status and perspectives of fossil power generation», em *Energy*, Elsevier Ltd, 2004, pp. 1853–1874. doi: 10.1016/j.energy.2004.03.053.
- [7] YUNUS A. ÇENGEL e MICHAEL A. BOLES, «THERMODYNAMICS: AN ENGINEERING APPROACH, EIGHTH EDITION», New York, 2015.
- [8] P. Breeze, «Power Generation Technologies», 2005. [Em linha]. Disponível em: www.TechnicalbooksPdf.com
- [9] A. Franco, «Analysis of small size combined cycle plants based on the use of supercritical HRSG», em *Applied Thermal Engineering*, Abr. 2011, pp. 785–794. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2010.10.027.
- [10] L. PROCESL – Engenharia Hidráulica e Ambiental, «Resumo Não Técnico do Estudo de Impacte Ambiental (EIA) da “Central Termoelétrica do Ribatejo”», 2001.
- [11] Trustenergy, «Informação Técnica da Central Termoelétrica de Tapada de Outeiros». Acedido: 15 de Fevereiro de 2023. [Em linha]. Disponível em: <http://www.trustenergy.pt/pt/activity/asset/tapada-do-outeiro>
- [12] Trustenergy, «Informação Técnica da Central Termoelétrica do Pego». Acedido: 15 de Fevereiro de 2023. [Em linha]. Disponível em: <http://www.trustenergy.pt/pt/activity/asset/pego-ccgt>
- [13] EDP, «Informação a disponibilizar ao público no âmbito do regime PAG», Fev. 2021.

- [14] EDP, «Informação Técnica da Central Termoelétrica de Ribatejo». Acedido: 15 de Fevereiro de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://portugal.edp.com/pt-pt/central-termoeletrica-do-ribatejo>
- [15] V. L. Eriksen, *Heat Recovery Steam Generator Technology*. Woodhead Publishing, 2017.
- [16] V. Ganapathy, «Heat-Recovery Steam Generators: Understand the Basics», em *Heat Transfer*, 1996. Acedido: 24 de Março de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://www.angelfire.com/md3/vganapathy/hrsgcep.pdf>
- [17] V. Ganapathy, *Industrial boilers and heat recovery steam generators: design, applications, and calculations*. Marcel Dekker, 2003.
- [18] D. Annaratone, «Steam Generators: Description and Design», Milão, 2008.
- [19] K. Rayaprolu, *BOILERS for POWER and PROCESS*. New York: CRC Press, 2009.
- [20] F. Juanico, *GERADORES DE CALOR*, 1.^a ed. Porto: Ecemei, Lda., 1992.
- [21] S. Kakaç, *BOILERS, EVAPORATORS, AND CONDENSERS*. John Wiley & Sons, Inc., 1991.
- [22] Ganapathy, «Steam Generators and Waste Heat Boilers: For Process and Plant Engineers», 2014.
- [23] H. Nessler, R. Preiss, e P. Eisenkolb, «Developments in HRSG Technology», 2001.
- [24] F. Starr, «HRSG Systems and Implications for CCGT Plant Cycling Background to the Design of HRSG Systems and Implications for CCGT Plant Cycling», 2003.
- [25] FRANK P. INCROPERA, DAVID P. DEWITT, THEODORE L. BERGMAN, e ADRIENNE S. LAVINE, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer 6th edition*, vol. 6. John Wiley & Sons, Inc, 2007.
- [26] J. H. Keenan, F. G. Keyes, P. G. Hill, e J. G. Moore, *Steam Tables*. New york: Wiley, 1969.
- [27] TecnicoSaudeAmbiental, «Na vida e na saúde ambiental». Acedido: 28 de Julho de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://tecnicosauambiental.blogspot.com/2014/05/visita-guiada-central-termoeletrica-de.html>
- [28] P. Coelho e M. Costa, *Combustão*, 1.^a. Amadora: Edições Orion, 2007.

- [29] P. Mullinger e B. Jenkins, «Industrial and Process Furnaces: Principles, Design and Operation», 2008.
- [30] F. Rajabipour, M. Zahedi, e G. Kaladharan, «Evaluating the Performance and Feasibility of Using Recovered Fly Ash and Fluidized Bed Combustion (FBC) Fly Ash as Concrete Pozzolan», 2020. [Em linha]. Disponível em: <https://www.researchgate.net/publication/342693559>
- [31] Tecninvest, «PARECER DA COMISSÃO DE AVALIAÇÃO DA CENTRAL TERMOELÉTRICA A BIOMASSA, FIGUEIRA DA FOZ», Dez. 2016.
- [32] U. Buskies, «THE EFFICIENCY OF COAL-FIRED COMBINED-CYCLE POWERPLANTS», 1996.
- [33] Q. Xu, S. Wang, K. Luo, Y. Mu, L. Pan, e J. Fan, «Process modelling and optimization of a 250 MW IGCC system: Model setup, validation, and preliminary predictions», *Energy*, vol. 272, p. 127040, Jun. 2023, doi: 10.1016/j.energy.2023.127040.
- [34] Y. Xu, H. Wang, X. Liu, J. Zhu, J. Xu, e M. Xu, «Mitigating CO₂ emission in pulverized coal-fired power plant via co-firing ammonia: A simulation study of flue gas streams and exergy efficiency», *Energy Convers Manag*, vol. 256, Mar. 2022, doi: 10.1016/j.enconman.2022.115328.
- [35] FLEXnCONFU, «FLEXnCONFU: Power-to-X para aumentar a flexibilidade das centrais térmicas», EDP Produção. Acedido: 13 de Abril de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://portugal.edp.com/pt-pt/inovacao/edp-new/flexnconfu>
- [36] F. Al-Mansour e J. Zuwala, «An evaluation of biomass co-firing in Europe», *Biomass Bioenergy*, vol. 34, n. 5, pp. 620–629, Mai. 2010, doi: 10.1016/j.biombioe.2010.01.004.
- [37] H. Y. Park *et al.*, «Comparisons of combustion characteristics between bioliquid and heavy fuel oil combustion in a 0.7 MWth pilot furnace and a 75 MWe utility boiler», *Energy*, vol. 192, Fev. 2020, doi: 10.1016/j.energy.2019.116557.
- [38] Air Knowledge, «Combustion efficiency». Acedido: 29 de Julho de 2023. [Em linha]. Disponível em: chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/https://airknowledge.gov/Mod/Combustion_Efficiency/Web/Lesson%202.pdf
- [39] L. André e M. Vieira, «Balanço energético da operação de uma caldeira a biomassa», Universidade de Aveiro, Aveiro, 2014.

- [40] Y. Wang, X. Li, T. Mao, P. Hu, X. Li, e GuanWang, «Mechanism modeling of optimal excess air coefficient for operating in coal fired boiler», *Energy*, vol. 261, Dez. 2022, doi: 10.1016/j.energy.2022.125128.
- [41] Z. Yu, X. Ma, e Y. Liao, «Mathematical modeling of combustion in a grate-fired boiler burning straw and effect of operating conditions under air- and oxygen-enriched atmospheres», *Renew Energy*, vol. 35, n. 5, pp. 895–903, Mai. 2010, doi: 10.1016/j.renene.2009.10.006.
- [42] A. Elorf e B. Sarh, «Excess air ratio effects on flow and combustion characteristics of pulverized biomass (olive cake)», *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 13, Mar. 2019, doi: 10.1016/j.csite.2018.100367.
- [43] E. Houshfar, Ø. Skreiberg, T. Løvås, D. Todorović, e L. Sørum, «Effect of excess air ratio and temperature on NO_x emission from grate combustion of biomass in the staged air combustion scenario», *Energy and Fuels*, vol. 25, n. 10, pp. 4643–4654, Out. 2011, doi: 10.1021/ef200714d.
- [44] J. Han, L. Zhu, Y. Lu, Y. Mu, A. Mustafa, e Y. Ge, «Numerical simulation of combustion in 35 t/h industrial pulverized coal furnace with burners arranged on front wall», *Processes*, vol. 8, n. 10, pp. 1–13, Out. 2020, doi: 10.3390/pr8101272.
- [45] G. Ulrich, «Biomass Combustor Efficiency», Mar. 2016. [Em linha]. Disponível em: www.forgreenheat.org.
- [46] G. Zhang, «Study on Optimum Excess Air Coefficient for Power Plant Boilers», 2015.
- [47] W. Zeng, L. Pang, W. Zheng, e E. Hu, «Study on combustion and emission characteristics of a heavy-duty gas turbine combustor fueled with natural gas», *Fuel*, vol. 275, Set. 2020, doi: 10.1016/j.fuel.2020.117988.
- [48] Y. Ji, S. Zhang, K. Wang, e G. Qi, «Study on combustion and nitrogen oxide emissions of gas boiler», em *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, Institute of Physics Publishing, Jan. 2020. doi: 10.1088/1757-899X/721/1/012054.
- [49] I. Glavan, I. Poljak, e M. Kosor, «A gas turbine combustion chamber modeling by physical model», *Pomorstvo*, vol. 35, n. 1, pp. 30–35, Jun. 2021, doi: 10.31217/p.35.1.4.
- [50] REN, «CARACTERIZAÇÃO DA RNT 2018», 2018.
- [51] REN, «CARACTERIZAÇÃO DA RNT 2019», 2019.
- [52] REN, «Caracterizacao RNT 2020», 2020.

- [53] REN, «CARACTERIZAÇÃO DA REDE NACIONAL DE TRANSPORTE PARA EFEITOS DE ACESSO À REDE SITUAÇÃO A 31 DE DEZEMBRO DE 2021», 2021.
- [54] Sines - Turismo Industrial Sustentável, «CENTRAL TERMOELÉTRICA DE SINES EDP». Acedido: 15 de Julho de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://www.sines-tis.com/edp>
- [55] Histórias EDP, «Centrais a carvão: uma luta pelo equilíbrio», EDP. Acedido: 15 de Julho de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://www.edp.com/pt-pt/historias-edp/centrais-a-carvao-uma-luta-pelo-equilibrio>
- [56] EDP, «Pedido de Renovação da Licença Ambiental», 2019.
- [57] CEN/TEC, «SIST EN 12952-15:2004 - Water-tube boilers and auxiliary installations - Part 15: Acceptance tests», *EUROPEAN STANDARDNORME*, Mar. 2004.
- [58] H. Hajebzadeh, A. N. M. Ansari, e S. Niazi, «Mathematical modeling and validation of a 320 MW tangentially fired boiler: A case study», *Appl Therm Eng*, vol. 146, pp. 232–242, Jan. 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.09.102.
- [59] H. Wang, D. Jin, X. Liu, e C. Zhang, «Analytical and numerical investigations on the high temperature upgrading solution of subcritical boilers», *Appl Therm Eng*, vol. 200, Jan. 2022, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2021.117628.
- [60] B. Miškić e P. Blečić, «Thermodynamic analysis of a 500 MW ultra-supercritical pulverized coal power plant», 2021.
- [61] EDP, «Gestão ambiental verificada Central Termoelétrica de Sines», 2019.
- [62] Ganapathy V, «Boiler emissions - 1». Acedido: 1 de Agosto de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://vganapathy.tripod.com/noxcharts.html>
- [63] Asian Forest Cooperation Organization, «Methodology Carbon Tree Calculator», 2023.
- [64] L. Ferreira, «8 coisas que provavelmente não sabe sobre Portugal. Está mais urbano, tem mais floresta, mas a agricultura perdeu-se», *Observador*, Jun. 2017.
- [65] Instituto Nacional de Estatística, «INQUÉRITO ÀS PLANTAÇÕES DE ÁRVORES DE FRUTO CONTINENTE», 1987.
- [66] OMIE, «Mínimo, médio e máximo preço da cassação do mercado diário». Acedido: 29 de Agosto de 2024. [Em linha]. Disponível em: <https://www.omie.es/pt/market-results/annual/daily-market/daily-prices?scope=annual&year=2024&system=1>

ANEXOS

Anexo A - Propriedades de diferentes tipos de carvão [28]

Anexo B – Propriedades de diferentes tipos de biomassa [28]

Anexo C - Propriedades de diferentes derivados de petróleo líquido [28]

Anexo D – Propriedades de gás natural e gases manufacturados [28]

Anexo E – Diagrama geral da metodologia presente no modelo numérico desenvolvido

Anexo F – Fluxograma do cálculo iterativo de Tad

Anexo G – Fluxograma do cálculo iterativo para o ponto A1, A2 e calor de cada permutador do GV de Sines

Anexo H – Fluxograma do cálculo iterativo para obtenção do perfil de temperatura dos gases de combustão

Anexo I – Fluxograma do cálculo iterativo do $\lambda_{m\acute{a}x}$ para garantir o funcionamento do GV de Sines

Anexo A - Propriedades de diferentes tipos de carvão [28]

	Carvão Betuminoso (Hulha)	Antracite	Coque	Lenhite
C (%)*	85,0	93,0	93,0	74,8
H (%)*	5,6	3,7	3,0	4,8
N (%)*	1,5	1,3	1,0	1,2
S (%)*	1,4	0,7	1,0	1,2
O (%)*	6,5	1,3	2,0	18,0
Matéria volátil (%)*	36,7	7,5	8,0	46,8
Cinzas (%)*	7,0	8,0	7,0	29,0
PCS (MJ/kg)	35,82	36,28	34,33	27,80
PCI (MJ/kg)	34,58	35,47	33,67	26,74
Humidade (%)*	1,5	1,0	8,0	47
T_{cinzas} (K)	> 1830	-	> 1600	1310 – 1480
$\rho_{aparente}$ (kg/m³)	-	640 – 800	370 – 510	400
(A/F)_{esteq, massa}**	11,42	11,91	11,64	9,48

* % em termos de massa

** $(A/F)_{esteq, massa} = (m_{ar}/m_{comb})_{esteq}$

Anexo B - Propriedades de diferentes tipos de biomassa [28]

	Pinho Vermelho	Pinheiro	Carvalho	Turfa
C (%)*	53,6	52,6	50,5	57,5
H (%)*	5,9	6,1	6,6	5,5
N (%)*	0,1	-	-	1,6
S (%)*	-	-	-	0,4
O (%)*	40,4	41,3	42,9	35,0
Matéria volátil (%)*				68,0
Cinzas (%)*	0,2	0,1	0,2	8,0
PCS (MJ/kg)	21,07	20,72	20,53	20,93
PCI (MJ/kg)	19,78	19,39	19,09	19,72
Humidade (%)*	50	20	8	93
T_{cinzas} (K)		1300 – 1600		
$\rho_{aparente}$ (kg/m³)				700 – 1100
(A/F)_{esteq, massa}**	6,46	6,37	6,23	7,0

* % em termos de massa

** $(A/F)_{esteq, massa} = (m_{ar}/m_{comb})_{esteq}$

Anexo C – Propriedades de diferentes derivados de petróleo líquido [28]

	Querosene Pesado	Gasóleo Intermédio	Gasóleo Pesado	Fuelóleo Intermédio	Fuelóleo Pesado
C (%)*	85,48	85,55	85,21	84,76	84,98
H (%)*	14,27	13,60	13,13	11,23	10,85
S (%)*	0,25	0,85	1,66	3,99	4,15
Cinzas (ppm)	1	10	20	200	300
Asfaltenos (%)*	-	-	-	3	3
Massa molar média (kg/kmoles)	142	208	256	410	450
PCI (MJ/kg)	43,19	42,43	42,38	40,59	40,43
(A/F)_{esteq, massa}**	14,77	14,55	14,41	13,80	13,69
$v_{298 K}$ (mm²/s)	1,16	4,1	7,3	330	1050
$\rho_{298 K}$ (kg/m³)	761	836	870	939	952

* % em termos de massa

** $(A/F)_{esteq, massa} = (m_{ar}/m_{comb})_{esteq}$

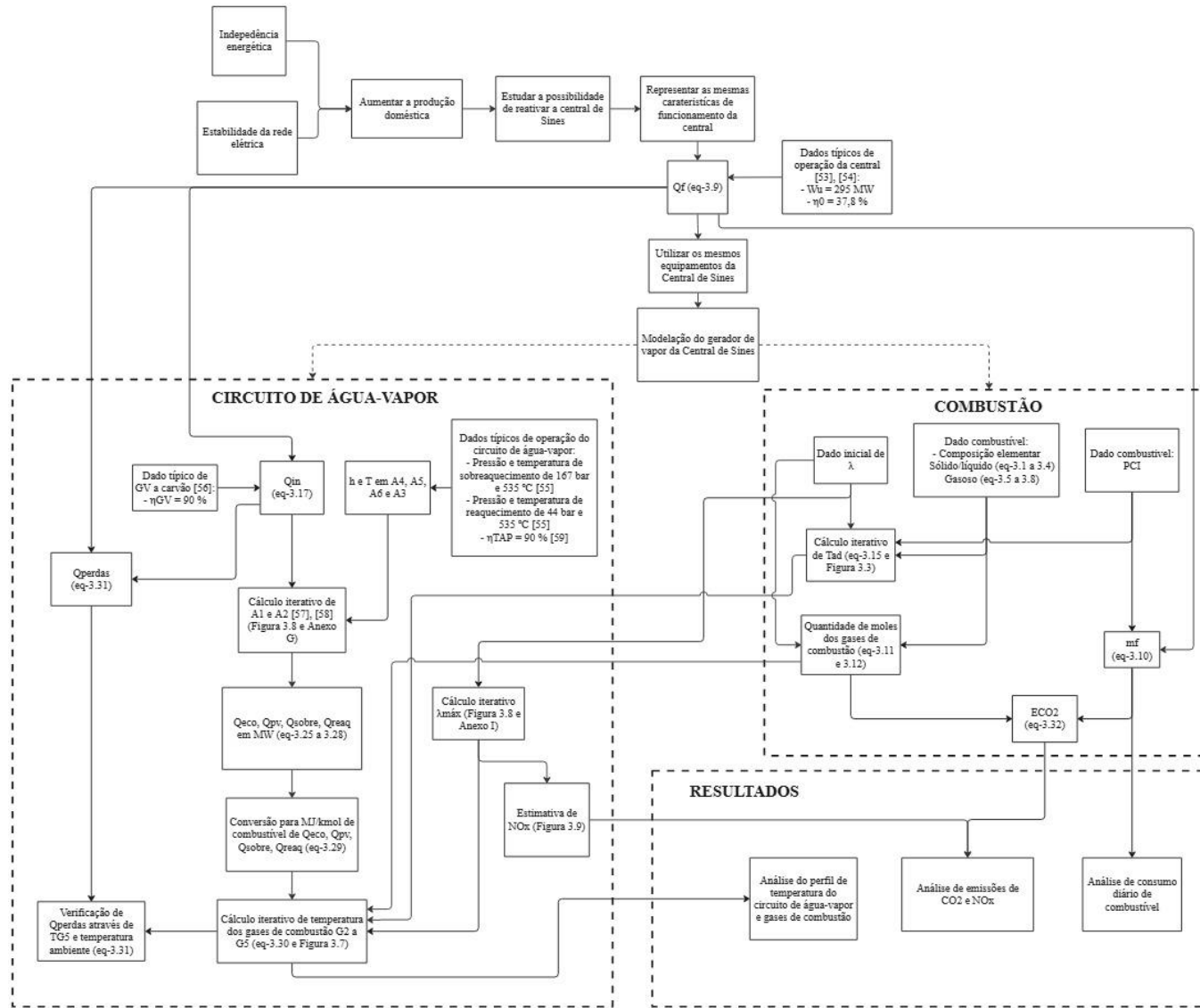
Anexo D – Propriedades de gás natural e gases manufacturados [28]

	Gás natural				Gás de alto forno	Gás de refinaria	Biogás
	Oklahoma (EUA)	Alasca (EUA)	Holanda	Argélia			
CH₄ (%)*	93,4	99	81	87	0,5	4,4	68,0
C₂H₆ (%)*	2,7	-	3	9	-	72,5	-
C₃H₈ (%)*	0,6	-	0,4	2,7	-	-	-
C₄H₁₀ (%)*	0,2	-	0,1	1,1	-	-	-
H₂ (%)*	-	-	-	-	3,0	6,1	2,0
CO (%)*	-	-	-	-	27,5	1,2	-
CO₂ (%)*	0,7	-	0,9	-	10,0	-	24,0
N₂ (%)*	2,4	1	16,6	0,2	58,0	0,6	6,0
M (kg/kmoles)	17,16	16,16	18,62	18,55	28,8 ₁	34,02	23,19
ρ (kg/Nm³)	0,756	0,712	0,820	0,817	1,26 ₉	1,499	1,022
PCI a 100 kPa e 298K (MJ/kg)	46,85	49,11	37,75	48,85	3,52	46,72	24,68
PCS a 100 kPa e 298K (MJ/kg)	51,94	54,50	41,54	54,01	3,58	50,89	27,30
(A/F)_{esteq, massa}**	16,11	16,82	12,99	16,74	0,72 ₇	13,16	9,53
φ_{min} - φ_{max}	0,54 - 1,73	0,53 - 1,68	0,54 - 1,78	0,53 - 1,81	0,36 - 1,31	0,50 - 2,3	0,70 - 2,2

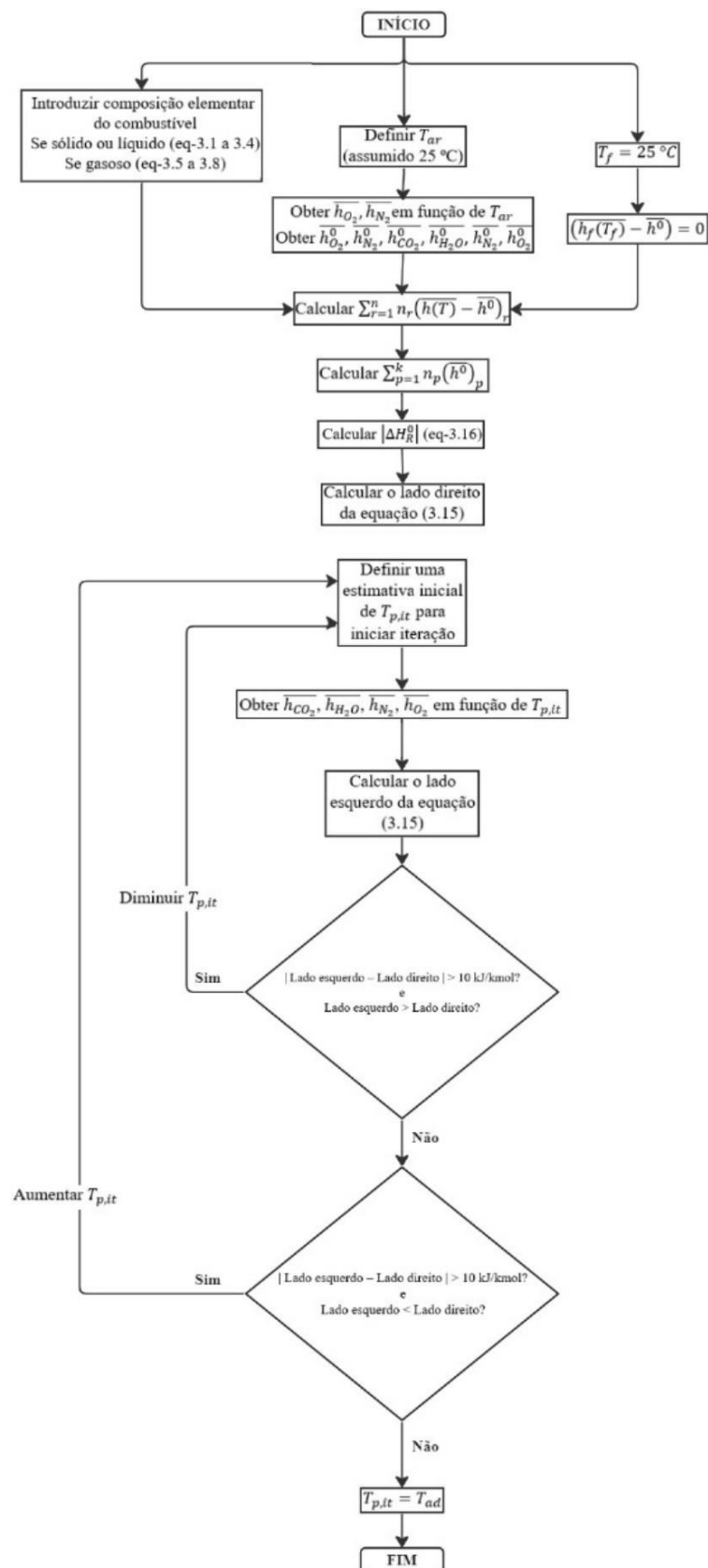
* % em termos de moles

** $(A/F)_{esteq, massa} = (m_{ar}/m_{comb})_{esteq}$

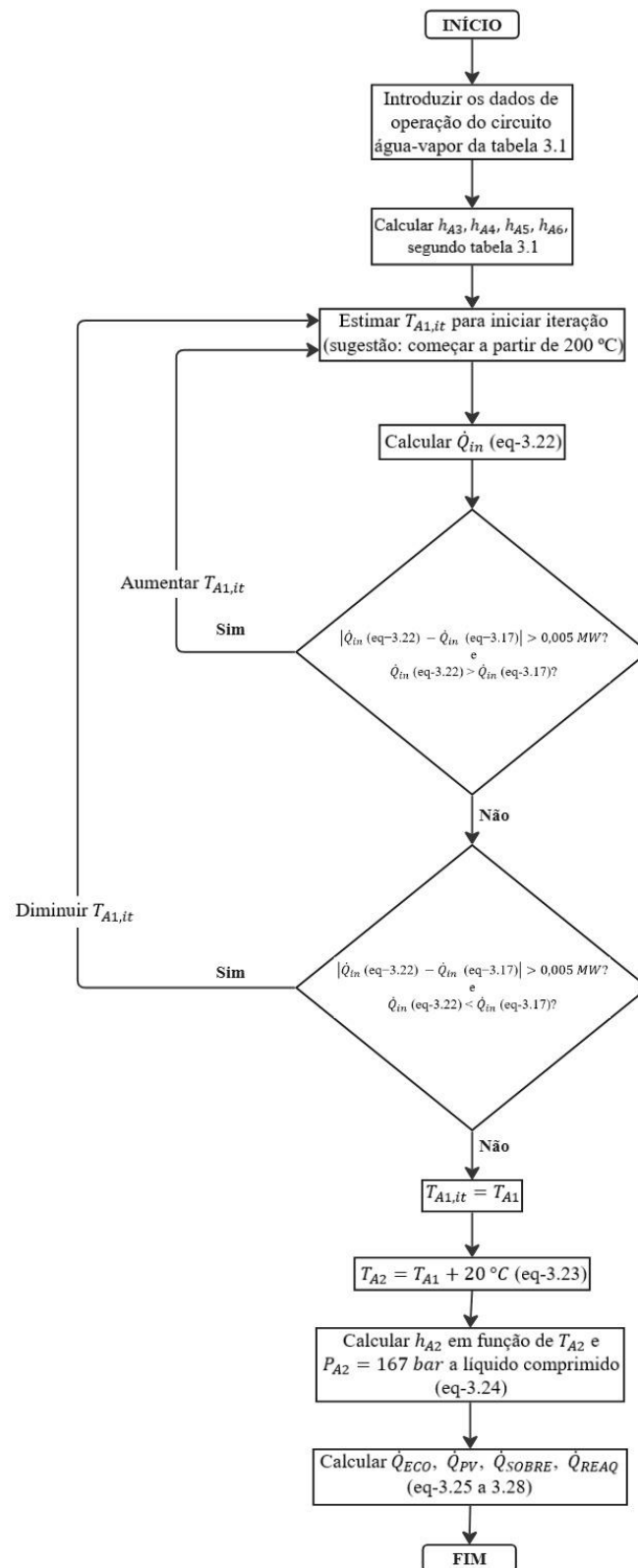
Anexo E – Diagrama geral da metodologia presente no modelo numérico desenvolvido



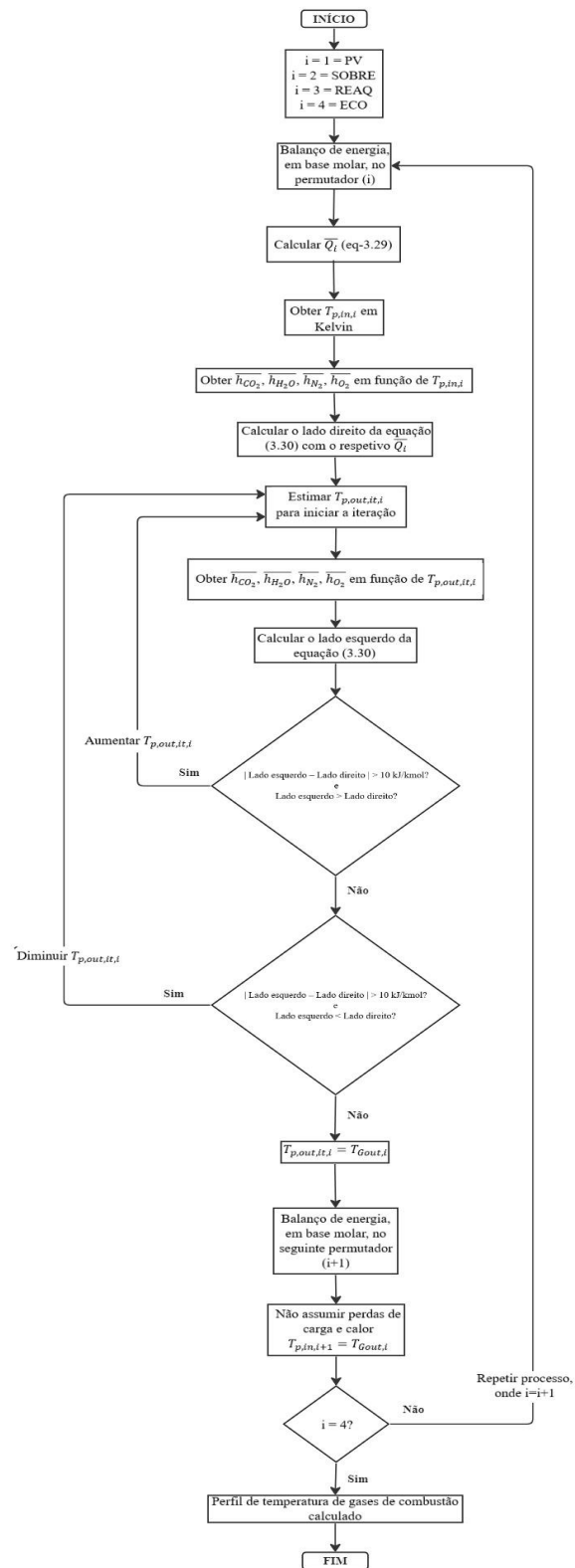
Anexo F – Fluxograma do cálculo iterativo de T_{ad}



Anexo G – Fluxograma do cálculo iterativo para o ponto A1, A2 e calor de cada permutador do GV de Sines



Anexo H – fluxograma do cálculo iterativo para obtenção do perfil de temperatura dos gases de combustão



Anexo I – fluxograma do cálculo iterativo do $\lambda_{m\acute{a}x}$ para garantir o funcionamento do GV de Sines

